

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

MĚŘÍCÍ TRAŤ S AXIÁLNÍM VENTILÁTOREM  
S ELEKTRICKÝM I PNEUMATICKÝM POHONEM

MEASURING STAND WITH AXIAL FAN WITH  
ELECTRIC AND PNEUMATIC DRIVE

Student:

Bc. Tomáš David

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.

Ostrava 2014

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš David**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení

Téma: **Měřicí trať s axiálním ventilátorem s elektrickým i pneumatickým pohonem**  
**Measuring Stand with Axial Fan with Electric and Pneumatic Drive**

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujete návrh měřicí trati s důlním lutnovým ventilátorem. Tento ventilátor je upraven na pohon elektrickou energií i tlakovou energií stlačeného vzduchu. Jedná se o výukovou i výzkumnou měřicí trať ke stanovení energetických charakteristik pro různé otáčky ventilátoru i ke stanovení měrné spotřeby energie. Proto vypracujte vzorové zadání měřicí úlohy, včetně popisu použitých měřících přístrojů a metodiky měření rozhodujících energetických parametrů. Zdrojem stlačeného vzduchu bude šroubový kompresor společnosti ATMOS, umístěný v laboratoři katedry energetiky na VŠB-TU Ostrava. Ke stanovení výkonnosti šroubového kompresoru využijte stávající clonové tratě, včetně tlakových nádob. Ke zjištění ostatních technických informací využijte štítků použitých energetických strojů. Konstrukčně zpracujte napojení ventilátoru na vstupní a výstupní potrubí, včetně otvorů pro montáž měřicí aparatury a ovládacích klapek.

### Seznam doporučené odborné literatury:

KADRNOŽKA, J.: Lopatkové stroje. Akademické nakladatelství CERM, s. r. o. Brno, 2003. ISBN 80-7204-297-1.

KADRNOŽKA, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory. Nakladatelství CERM, s. r. o, Brno, 2004. ISBN 80-7204-346-3.

KONKA, K., H.: Schraubenkompressoren. Düsseldorf, VDI 1988.

LIŠKA, A., NOVÁK, P.: Kompresory. ČVUT, Praha 1999.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

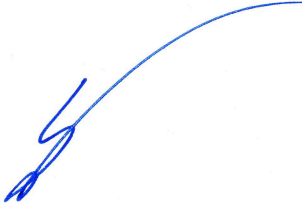
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Kamil Kolarčík, CSc.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



  
\_\_\_\_\_  
prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.  
vedoucí katedry

  
\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně všech příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě <sup>19.5.2014</sup> .....




.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....  
19.5.2014

  
.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Tomáš David


Adresa trvalého pobytu autora práce:

Frenštát pod Radhoštěm

### Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Kamilu Kolarčíkovi, CSc. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

V Ostravě <sup>19.5.2014</sup> .....

  
.....  
podpis studenta

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

DAVID, T. *Měřicí trať s axiálním ventilátorem s elektrickým i pneumatickým pohonem: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energeticky, 2014, 63 s. Vedoucí práce: Kolarčík, K.

Diplomová práce se zabývá návrhem měřicí tratě s důlním ventilátorem. V první části jsou popsány použité komponenty měřicí tratě. Druhá kapitola obsahuje popis měřících přístrojů. Třetí část pojednává o samotném návrhu měřicí ventilátorové tratě. Ve čtvrté kapitole je popsáno stanovení energetických charakteristik ventilátoru, jež jsou znázorněny v grafických závislostech. Poslední část představuje vzorové zadání měřicí úlohy pro studenty. Součástí práce je zpracování konstrukčního napojení vstupního a výstupního potrubí na ventilátor.

## ANNOTATION OF MASTER THESIS

DAVID, T. *Measuring stand with axial fan with electric and pneumatic drive: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy Engineering, 2014, 63 p. Thesis head: Kolarčík, K.

This master thesis deals with the design of measuring stand with mining axial fan. The introduction describes important components of measuring stand. The second part consists of description of basic measuring equipment. The third chapter includes the entire design of the stand. In the fourth part there is written how to define energetic characteristics of the fan. These parameters are displayed in diagrams. The last part represents exemplary measuring tasks for the students. The design of the connection of inlet and outlet pipes to the fan take part at the end of this thesis.

# Obsah

	strana
Seznam použitých značek a indexů.....	9
Úvod .....	11
1 Komponenty měřící trati .....	13
1.1 Šroubové kompresory .....	14
1.1.1 Bezmazné šroubové kompresory .....	16
1.1.2 Mazané šroubové kompresory .....	17
1.1.3 Regulace šroubových kompresorů .....	18
1.2 Frekvenční měnič .....	22
1.3 Clonová měřící trať .....	23
1.4 Ventilátory .....	24
1.4.1 Axiální ventilátory .....	24
1.4.2 Regulace ventilátorů .....	25
1.4.3 Instalace ventilátorů .....	29
2 Metodika měření .....	30
2.1 Mikromanometr .....	31
2.2 U trubice .....	32
2.3 Elektronický diferenční manometr .....	33
2.4 Prandtlova trubice .....	33
2.4.1 Sondáž rychlostního profilu .....	34
2.4 Rtuťový teploměr.....	35
2.5 Manometr.....	35
2.6 Wattmetr .....	36
3 Návrh měřící trati .....	37
3.1 Konstrukce .....	38
3.2 Umístění měřících přístrojů .....	42
4 Stanovení energetických charakteristik.....	43
4.1 Stanovení výkonnosti ventilátoru .....	45
4.2 Stanovení výkonnosti šroubového kompresoru.....	48
4.3 Tlaková charakteristika.....	51
4.4 Příkonová charakteristika .....	53
4.5 Účinnostní charakteristika .....	54

4.6 Charakteristika měrné spotřeby energie .....	56
5 Vzorové zadání měřicí úlohy .....	58
Závěr.....	60
Literatura a zdroje .....	61
Seznam příloh.....	63



## Seznam použitých značek a indexů

jednotka	název	veličina
$D$	průměr	$m$
$I$	proud	$A$
$P$	příkon	$W$
$R$	poloměr	$m$
$S$	plocha	$m^2$
$T$	teplota	$K$
$U$	napětí	$U$
$V$	objem	$m^3$
$\dot{V}_d$	výkonnost	$m \cdot h^{-1}$
$Y$	měrná energie	$J \cdot kg^{-1}$
$c$	měrná spotřeba energie	$W \cdot s \cdot m^{-3}$
$f$	frekvence sítě	$Hz$
$g$	gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
$\Delta h$	rozdíl výšek hladin	$m$
$i$	pořadové číslo	—
$m$	hmotnost	$kg$
$n$	otáčky	$min^{-1}$
$p$	tlak	$Pa$
$\Delta p$	celkový dopravní tlak ventilátoru	$Pa$
$r$	měrná plynová konstanta	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$t$	teplota	$^{\circ}C$
$w$	rychlost	$m \cdot s^{-1}$
$x$	rozdíl výškových úrovní	$m$
$\alpha$	součinitel rozevření clony	—
$\eta$	účinnost	—
$\kappa$	Poissonova konstanta	—

$\rho$	hustota	$kg \cdot m^{-3}$
$\pi$	Rudolfovo číslo	—
$\sigma$	tlakový poměr	—
$\omega$	obvodová rychlost	$m \cdot s^{-1}$

#### indexy

1	místo měření 1
2	místo měření 2
<i>c</i>	celkový
<i>c, v</i>	celkový, ventilátoru
<i>d</i>	dynamický
<i>el</i>	elektrický
<i>h<sub>2</sub>o</i>	voda
<i>it</i>	izotermická
<i>láh</i>	láh
<i>N</i>	za normálních podmínek
<i>O</i>	okolí
<i>s</i>	sání
<i>sp</i>	statický podtlak
<i>stat</i>	statický
<i>v</i>	výtlač
<i>vp</i>	výtlačný přetlak
<i>vzd</i>	vzduch

## Úvod

Větrání dolů bylo značným problémem již ve středověkých dolech s velkým počtem slepých chodeb, šachet a štol, kde se dobývalo pomocí sázení ohněm. Větrání ztěžovaly úzké prostory a dým, který unikal při sázení ohněm. Využívalo se především přirozeného proudění vzduchu zajištěného výškovými a teplotními rozdíly jednotlivých míst v dolech. S touto myšlenkou byly zakládány větrací šachty a docházelo k propojování jednotlivých částí dolů.

Přirozené větrání bylo dostačující v zimě či v létě, ovšem v přechodných obdobích již nedostačovalo, a proto se už zhruba ve 14. století lze dopátrat prvních zmínek o tzv. větrnicích, kterými se zajišťovalo větrání. Úplně nejprimitivnější umělé větrání bylo zajištěno pohybem plachty, poté následovaly tzv. lapače větru mezi něž se řadily například lutny, tj. komíny čtvercového průřezu vedoucí od ústí šachty na hlubinu, či sud s křídlem, které mělo za cíl stáčet proud větru tak, aby z povrchu vanul do otvoru šachty. Tyto způsoby větrání však byly nedokonalé a dalo se jich využívat pouze tam, kde byly pravidelné větry. [26]

Dalším vývojovým stupněm byly větrné skříně, v nichž se otáčelo lopatkové kolo a vhánělo vzduch do důlních prostor. Patrně nejúčinnější pak byly měchy poháněné zvířecí nebo lidskou silou.

Všechna výše zmíněná zařízení měla svůj princip fungování založen na vhánění čerstvého vzduchu do dolu. Dnes je tomu však naopak a používají se především zařízení pro sání vzduchu z dolu.

Zajištění správného a dostatečného větrání v dolech je prioritním zájmem každého provozovatele důlní činnosti. Nedostatečné větrání totiž může vystavit horníky vysokým úrovním koncentrace nebezpečných plynů, prachu nebo vysokým teplotám. Důsledkem dlouhodobého působení těchto vlivů mohou být zdravotní komplikace horníků, proto je zde snaha dosáhnout maximální kvality ovzduší v dolech.

Přívod čerstvého vzduchu se provádí před ventilační a šachtové jámy, odvod vzduchu poté skipovou jámou. Přívod čerstvého vzduchu zabezpečují ventilátory centrálního větrání. Každé ventilační zařízení je vybaveno provozními a rezervními ventilátory. V zimním období se, v případě potřeby, dodávaný vzduch do dolu ohřívá v ohřívací vzduchu.

Původní lutny měly dříve tvar dutého hranolu sbitého z dřevěných prken, dnes se jedná většinou o roury z pozinkovaného plechu či umělé hmoty. Obvyklá délka lutny je 2 až 3 metry. Jednotlivé díly se pak spojují do lutnového tahu, který spolu s lutnovým ventilátorem slouží k pomocnému větrání důlních děl či jiných důlních prostor.

Pro pomocné větrání se používají malé axiální ventilátory poháněné buď elektromotorem, stlačeným vzduchem, případně tlakovou vodou. Výběr vhodného ventilátoru pro důlní větrání tedy zahrnuje především volbu jeho pohonu.

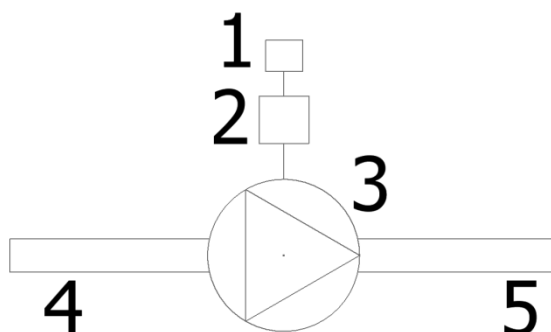
V důlních prostorách, kde hrozí nebezpečí výbuchu se často využívají lutnové ventilátory s kombinovaným pohonem jak elektromotorem, tak i vzduchovou turbínou. Byť se jedná o komplikovanější řešení, oproti stálému pneumatickému pohonu má jedná o energeticky přibližně dvakrát hospodárnější variantu.

Jednou z výhod kombinovaného pohonu je stálost provozu, kdy se při přerušení dodávky elektrického proudu automaticky přepne pohon na stlačený vzduch a naopak.

# 1 Komponenty měřící trati

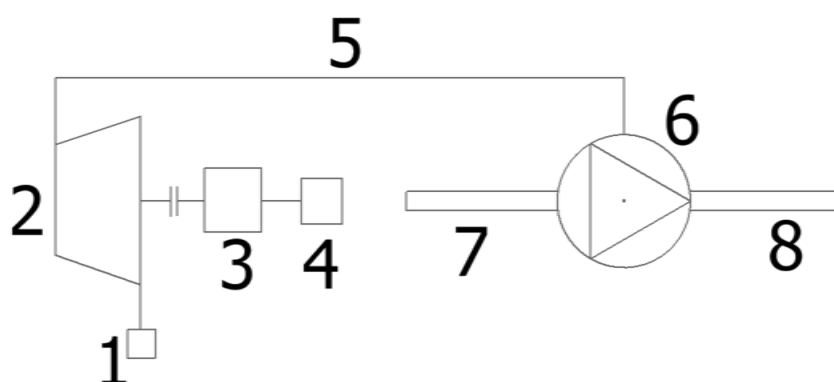
Měřící trať bude sloužit pro výukové a výzkumné účely. Zadání práce počítá se dvěma způsoby zapojení.

V prvním případě je axiální ventilátor poháněn elektromotorem. Ilustrační schéma zapojení je na Obr. 1.1.



Obr. 1.1 Schéma měřící tratě s elektrickým pohonem ventilátoru, kde 1 je frekvenční měnič, 2 pohon ventilátoru, 3 axiální ventilátor, 4 sací potrubí ventilátoru a 5 výlačné potrubí ventilátoru.

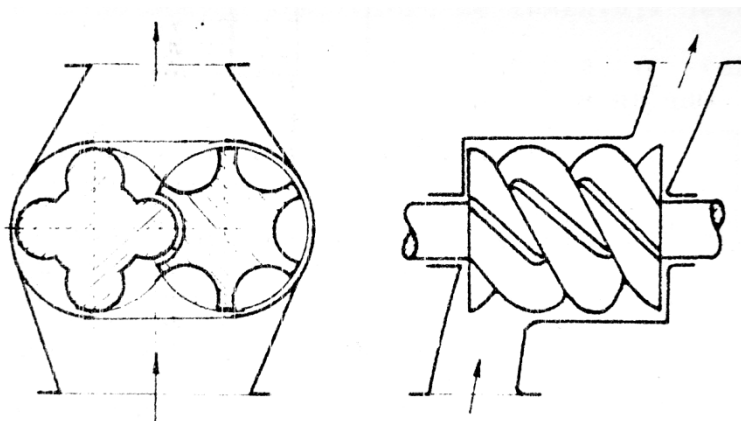
Ve druhém případě bude ventilátor poháněn pneumaticky (Obr. 1.2), tj. stlačeným vzduchem. Ten dodá šroubový kompresor.



Obr. 1.2 Schéma měřící tratě s pneumatickým pohonem ventilátoru, kde 1 je sací koš s filtrem, 2 šroubový kompresor, 3 pohon šroubového kompresoru, 4 frekvenční měnič, 5 clonová měřící trať, 6 axiální ventilátor, 7 sací potrubí ventilátoru a 8 výlačné potrubí ventilátoru.

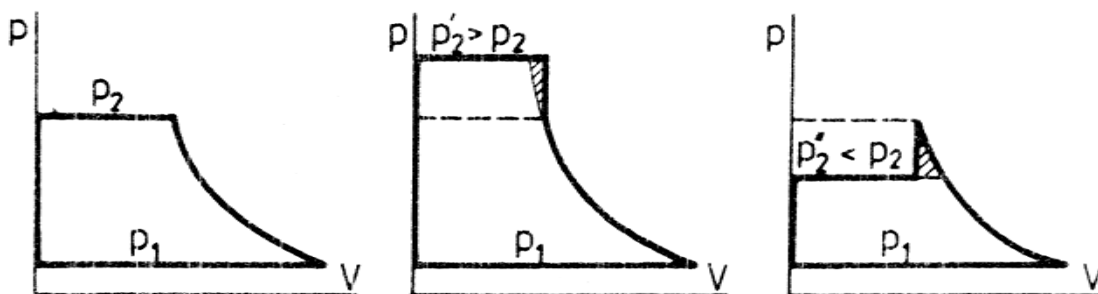
## 1.1 Šroubové kompresory

Šroubové kompresory patří mezi rotační kompresory. Jsou to stroje, jež pracují na objemovém principu. Stlačování plynu probíhá zmenšováním objemu párových komůrek mezi šroubovými zuby obou rotorů (Obr. 1.3). Tyto rotory jsou tvořeny jako šroubová tělesa s velkým stoupáním a nestejným počtem zubů. Rotory se otáčejí opačně, což způsobuje postupné zmenšování objemu pracovních komor na straně výtlaku. Plyn je do komůrek nasáván trvale otevřeným sacím kanálem, stlačován mezi rotory a dopravován do výtlakového potrubí trvale otevřeným výtlakovým kanálem.



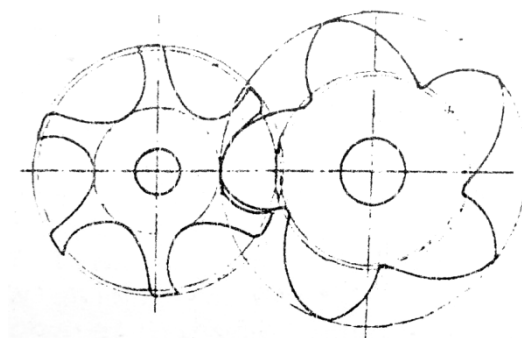
Obr. 1.3 Řez šroubovým kompresorem. [2]

Jelikož vnitřní tlakový poměr, tj. poměr absolutních tlaků na konci stlačování a na začátku stlačování, je u běžných strojů neměnný, jedná se o tzv. vestavěný tlakový poměr. Provozovat šroubový kompresor při jiném tlakovém poměru přináší energetické ztráty (Obr. 1.4). Modernější stroje mají tento nedostatek vyřešen přidáním regulačního šoupátka, kterým se mění poloha počáteční hrany výtlakového otvoru ve válci. Tím se mění jak tlakový poměr ( $\frac{p_v}{p_s}$ ), tak i kompresní poměr ( $\frac{V_s}{V_v}$ ).



Obr. 1.4 Ztráty kompresoru při provozu na jiném než vestavěném tlakovém poměru. [2]

Profil zubů má velký vliv na dosahování vysokých výkonnostních parametrů. Původní kruhový profil byl na počátku 70. let vystřídán nesymetrickým profilem. Tím bylo dosaženo lepších provozních vlastností stroje. Nověji se využívá tzv. sigma profil (Obr. 1.5), který zaručuje vyšší výkonnost při stejném příkonu a také vyšší rozsah tlaků. Díky tomuto profilu lze u mazaných jednostupňových kompresorů dosáhnout tlakového poměru až 25.



*Obr. 1.5 Šroubový kompresor se sigma profilem rotorů. [2]*

V porovnání šroubových kompresorů a pístových kompresorů mají ty prvně jmenované následující výhody:

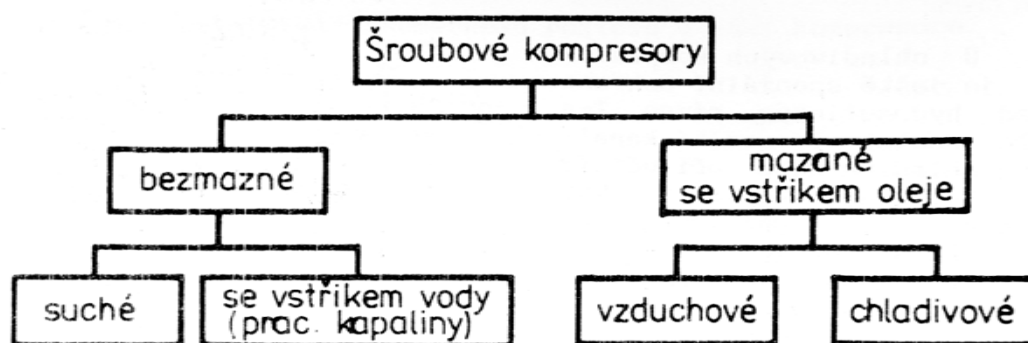
- jednoduchá, kompaktní a robustní konstrukce, absence ventilů, nenáročná obsluha → vysoká spolehlivost
- absence nevyvážených sil, chod bez chvění
- vyšší životnost (až 2-3x) → díky malému opotřebení, protože rotory nejsou v kontaktu
- hmotnost stroje a obestavěný prostor je cca 3-5x menší
- stabilní charakteristika a dobrá regulovatelnost výkonnosti

Na druhou stranu šroubové kompresory mají oproti pístovým kompresorům i nevýhody, které spočívají v:

- horší účinnosti → větší ztráty vnitřní netěsností, vysoké rychlosti proudění
- vysoké otáčky → citlivost na uložení rotorů
- hluk, převážně u suchých kompresorů, nutnost protihlukových krytů
- vysoká přesnost a velká citlivost na teplotní roztažnost materiálu a prohnutí → pracná výroba rotorů

Šroubové kompresory se dělí dle konstrukce na bezmazné a mazané se vstřikem oleje (Obr. 1.6). Pro stlačování vzduchu se úspěšně používají oba druhy. Rozdělení na suché a mazané se vztahuje k vlastnímu pracovnímu prostoru. Bezmaznost je umožněna bezkontaktním chodem rotorů, které jsou uloženy v mazaných ložiscích a vedeny pomocí synchronizačních kol tak, že nedochází k dotyku rotorů a skříně, ani rotorů navzájem.

Celá problematika šroubových kompresorů je zpracována na základě poznatků z literatury [1], [2], [4], [5], [7], [10] a [16].



Obr. 1.6 Rozdělení šroubových kompresorů. [2]

### 1.1.1 Bezmazné šroubové kompresory

Tyto šroubové kompresory se dělí na tzv. bezmazné suché a poté bezmazné se vstřikem vody jakožto chladicí kapaliny do pracovního prostoru.

V případě suchých šroubových kompresorů jsou na sebe rotory vázány dvojicí ozubených synchronizačních kol. Nejběžnější rozsah otáček je od 3000 do 22000min<sup>-1</sup>, kdy se dosahuje příznivé účinnosti. Obvodové rychlosti dosahují běžně 80-100m.s<sup>-1</sup>, proto jsou tyto šroubové kompresory vybaveny převodovkami s převodem do rychla. Konstrukce může být buď jednostupňová – pro tlakové poměry 3-5, dvoustupňová, až třístupňová pro tlaky až 4MPa, kde se již využívá mezichlazení. Využití najdou jak pro stlačování procesních plynů v chemickém průmyslu, tak i jako chladivové kompresory. Maximální pracovní teplota suchého šroubového kompresoru je 250°C, čemuž odpovídá tlakový poměr zhruba 4,5 (u vzduchu,  $\kappa=1,4$ ) až 7 (u plynu,  $\kappa=1,2$ ).

Uspořádání se vstřikem vody do pracovního prostoru přispívá k těsnosti, proto se již dlouho využívá u šroubových vývěv. Jednostupňové kompresory dosahují tlakového

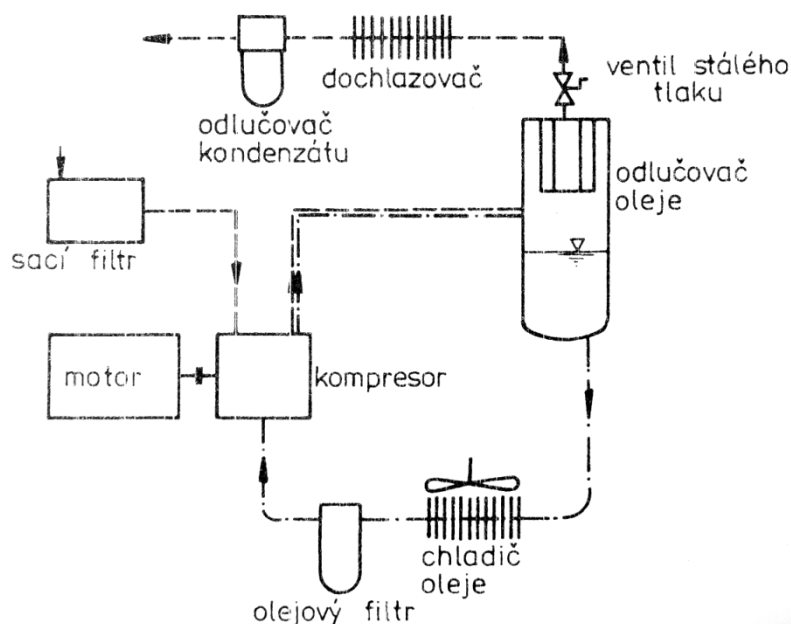


poměru více než 10 při teplotách na výtlaku pod 60°C. Aby vstřikování vody nezpůsobovalo korozi, nanáší se na ocelové rotory povlak z epoxidové pryskyřice, teflonu, případně jiné plastické hmoty. Jinou možností je vyrábět rotory přímo z nerez. Nízká viskozita vody rovněž zapříčiňuje nižší hydraulické ztráty a umožňuje nižší obvodové rychlosti. Stejně tak i odlučování vody ze vzduchu je mnohem snazší než odlučování oleje ze vzduchu. Tyto kompresory nacházejí své uplatnění například v uhelném průmyslu. Voda musí být velmi čistá, ideálně destilovaná kvůli odpařování při kompresi v důsledku vyšších teplot ve stroji.

### **1.1.2 Mazané šroubové kompresory**

U mazaných šroubových kompresorů (Obr. 1.7) již není potřeba synchronizačního soukolí, jelikož vstřikováním oleje do pracovního prostoru je chlazení i mazání velmi účinné. Na 1kg plynu připadá zhruba 5kg oleje. Díky značně zvětšené těsnosti rotorů můžeme dosáhnout tlakového poměru až 15 u jednostupňového kompresoru, u dvoustupňového kompresoru lze stlačovat až na 2,5MPa. Teplota na výtlaku nepřekračuje 100°C. Kompresor může pracovat při nižších otáčkách, proto odpadá převodovka a stroj je přímo spojen s motorem. K dostání jsou jak pojízdné, tak i stacionární stroje. Vyrábějí se ve výkonostním rozmezí od 30 do 4000m<sup>3</sup>.h<sup>-1</sup>.

U kompresorových stanic se vzduchovým mazaným kompresorem převažuje příslušenství, především hrubý a jemný odlučovač oleje a regulační prvky, jelikož samotný kompresor je mimořádně jednoduché zařízení. Rotory jsou uloženy na valivých ložiscích s labyrintovými ucpávkami.



Obr. 1.7 Schéma mazaného vzduchového šroubového kompresoru. [2]

Podstatnou součástí každého kompresoru se vstřikem oleje, který se do stroje vpravuje tlakem vytlačovaného vzduchu, je tzv. ventil nejmenšího tlaku. Tento ventil se instaluje přímo do výtlačného potrubí hned za kompresor. Jeho funkcí je zajistit téměř ihned po startu přetlak ve výtlačku na úrovni 0,35MPa, což je tlak nutný po mazání a regulaci. Zároveň funguje jako zpětný ventil, který stojící kompresor oddělí od sítě.

Chladivové kompresory se od těch vzduchových musí konstrukčně odlišovat, protože chladiva jsou v oleji rozpustná. Navíc chladivo snižuje schopnost oleje mazat a způsobuje jeho pění při poklesu tlaku.

### 1.1.3 Regulace šroubových kompresorů

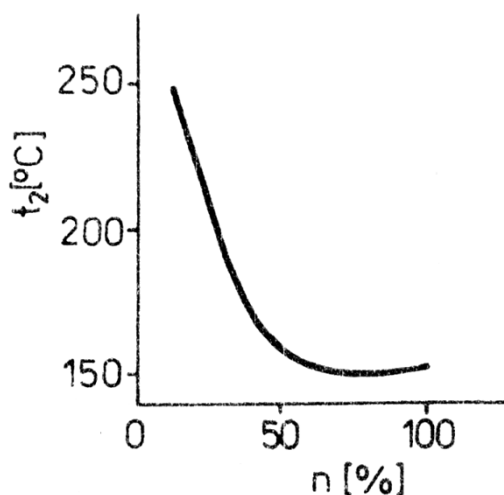
Nejhospodárnějšího provozu dosáhneme, pracuje-li kompresor v plném zatížení. V případě nutnosti přizpůsobit výkonnost okolnostem, reguluje se výkonnost kompresoru následujícími způsoby:

- start-stop systém
- změna otáček
- uzavření sání
- škrcení v sání
- přepouštění z výtlačku do sání

- regulace zkrácením činné délky rotorů
- regulace na stálý kompresní poměr
- kombinovaná regulace

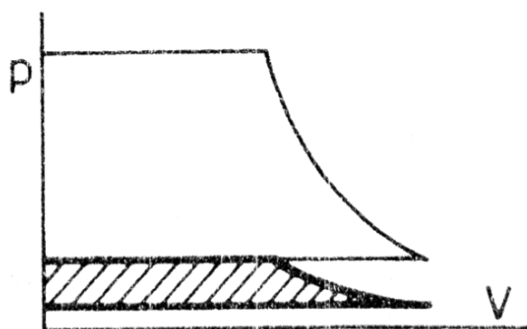
Systém start-stop se využívá především u menších strojů s dlouhými intervaly stání. Jeho výhodou je jednoduchost, nevýhodou naopak nutnost využití velkého zásobníku, tzv. vzdušníku.

Regulace změnou otáček (Obr. 1.8) se používá u bezmazných šroubových kompresorů poháněných motorem či převodovkou dovolující měnit otáčky. Výhodou je opět jednoduchost, nevýhodou pak omezený regulační rozsah. Ten se pohybuje v rozmezí 100% až 50% výkonnosti, jelikož při nízkých otáčkách již vlivem netěsnosti rotorů výrazně stoupá teplota na výtlaku.



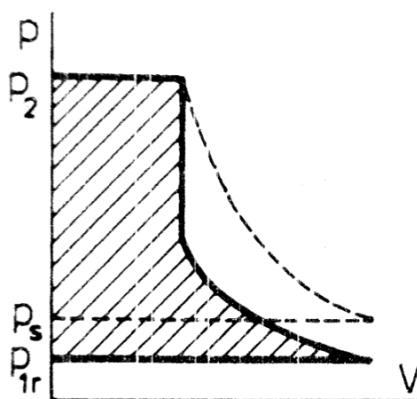
*Obr. 1.8 Regulace šroubového kompresoru změnou otáček. [2]*

Uzavření sání (Obr. 1.9), neboli též chod naprázdno či volnoběh funguje tak, že se výtlačné hrdlo propojí se sacím potrubím a současně se zavře ventil v potrubí sacím. Dojde k automatickému uzavření zpětného ventilu, výtlačný tlak klesne na úroveň tlaku sacího a dochází k vytlačování jen toho, co z důvodu podtlaku proniká do prostoru sání. Výhodou tohoto systému je jednoduchost, nevýhoda spočívá v nehospodárnosti regulace. Příkon kompresoru poklesne sice pouze na 15 až 25% příkonu při plné výkonnosti, protože je však motor málo zatížen, pracuje se špatnou účinností a jeho příkon poklesne zhruba na 30-40% normálního příkonu.



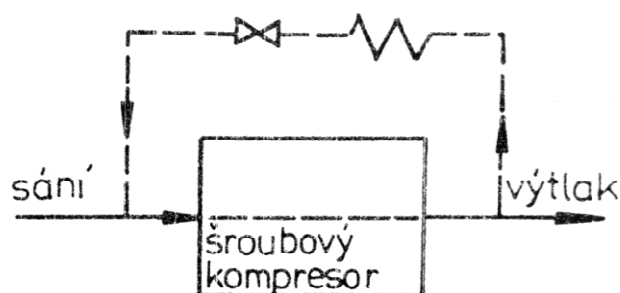
*Obr. 1.9 Regulace šroubového kompresoru uzavřením sání. [2]*

Škrčení v sání (Obr. 1.10) se využívá pouze u menších mazaných šroubových kompresorů. Jedná se o plynulou regulaci, která je však energeticky nevýhodná a hlučná, jelikož při propojení pracovního prostoru s výtlakem dochází k prudkému vyrovnání tlaků.



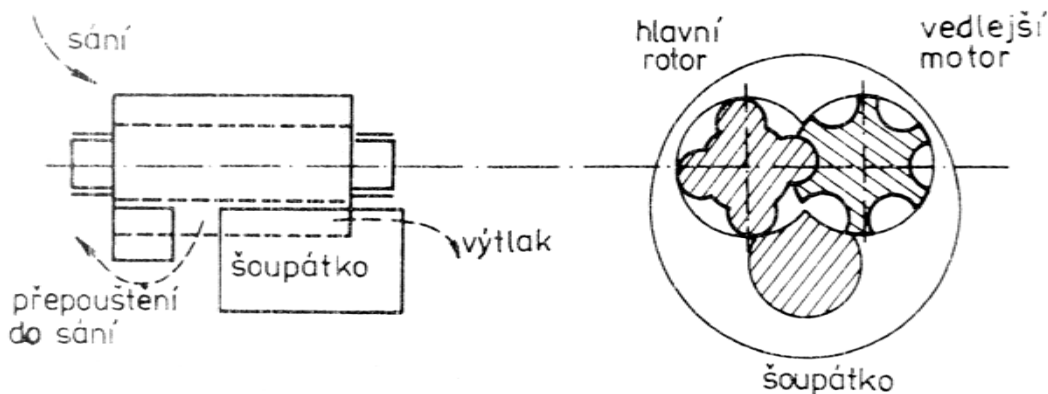
*Obr. 1.10 Regulace šroubového kompresoru škrčením v sání. [2]*

Přepouštěním z výtlaku (Obr. 1.11) do sání se část plynu vrací přes chladič a škrťací ventil zpět do sání. Výhodou je skutečnost, že jde o regulaci plynulou, nevýhodou je neehospodárnost, protože příkon kompresoru zůstává neměnný.



*Obr. 1.11 Regulace šroubového kompresoru přepouštěním z výtlaku. [2]*

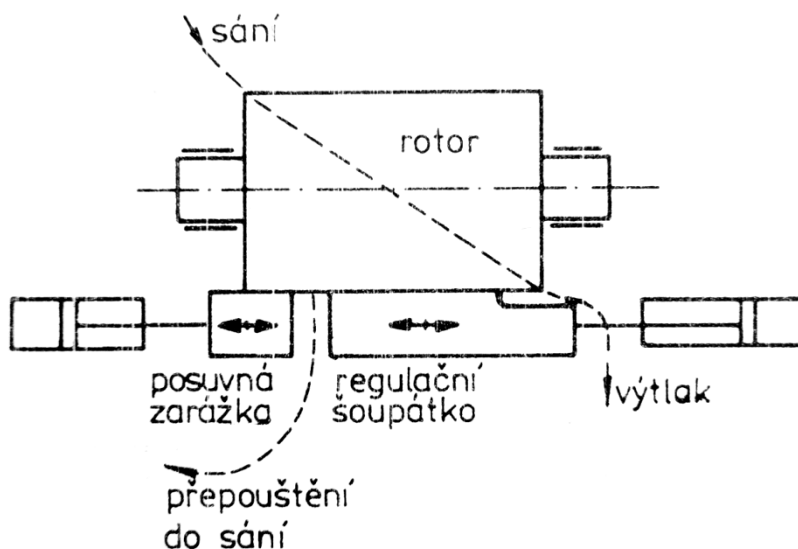
Regulace zkrácením činné délky rotorů (Obr. 1.12) se využívá u mazaných kompresorů. K tomuto účelu se využívá šoupátka, které má profil odpovídající podélnému průniku rotorů. posouváním šoupátka směrem k výtlačnému otvoru se odkrývá kanál, kterým je nasátý nestlačený plyn přepouštěn zpátky do sání. Výhodou tohoto způsobu regulace je rozsah, jež se pohybuje mezi 100% až 10% výkonnosti. Díky této regulaci je možné téměř úplně odlehčit šroubový kompresor jeho při spouštění. Nevýhodou je však složitost zařízení.



*Obr. 1.12 Regulace šroubového kompresoru zkrácením činné délky rotorů. [2]*

Regulace na stálý kompresní poměr (Obr. 1.13) se vztahuje k chladivovým kompresorům. U kompresoru s vestavěným tlakovým poměrem se při změně potřebného chladicího výkonu snižuje vypařovací teplota i sací tlak a dochází ke zhoršení podmínek komprese. Novější provedení chladivových kompresorů pracuje s posuvným regulačním šoupátkem, které umožňuje změnit polohu hrany výtlačného otvoru na výtlačné straně

válců kompresoru. Tímto dochází k plynulé změně vnitřního kompresního poměru a rovněž i vnitřního tlakového poměru. Šroubový kompresor tak dokáže i při změnách vypařovací nebo kondenzační teploty pracovat stále hospodárně, v oblasti s nejlepší účinností.



Obr. 1.13 Regulace šroubového kompresoru na stálý kompresní poměr. [2]

## 1.2 Frekvenční měnič

Frekvenční měnič, jinými názvy také měnič kmitočtu či měnič frekvence je přístroj, jehož úkolem je přeměna síťového napětí s konstantní frekvencí a amplitudou na napětí s variabilní frekvencí a amplitudou. Důvodem pro použití měničů je například potřeba jednoduché plynulé regulace otáček elektromotorů, ovšem nacházejí uplatnění i v plně integrovaných automatizačních systémech. Hlavními přednostmi frekvenčních měničů je:

- plynulost rozběhu, doběhu či změny otáček
- úspora energie při regulaci otáček
- úspora nákladů prodloužením životnosti a snížením opotřebení mechanických dílů
- přesnost a rychlost (a opakovanost) najetí do požadované polohy

Měnič se skládá ze čtyř hlavních částí mezi které patří usměrňovač, meziobvod, střídač a řídicí mikropočítač [18], [20].

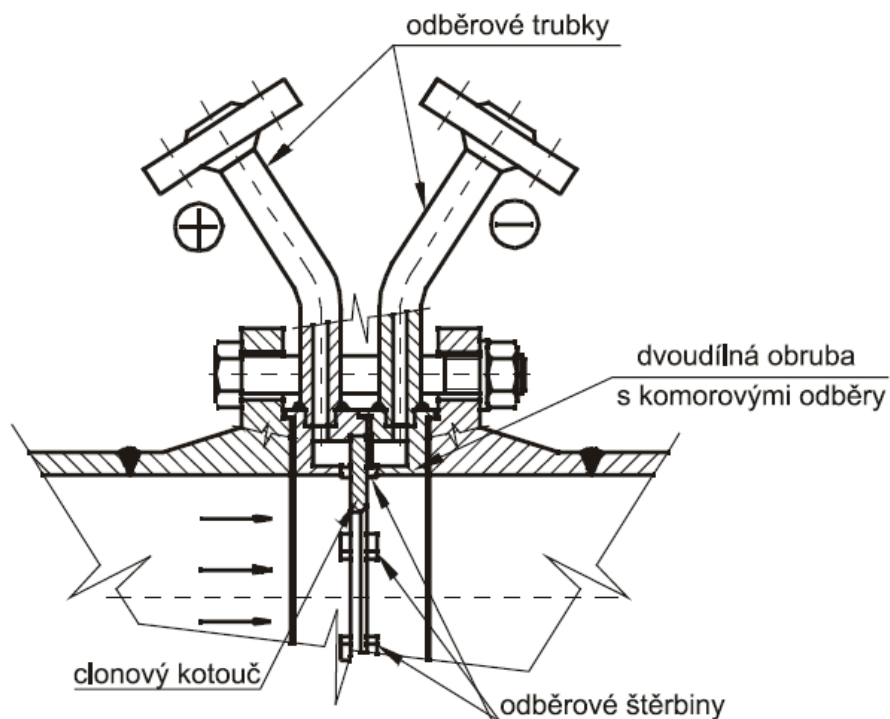
### 1.3 Clonová měřicí trať

Clonová trať se používá k měření průtoku tekutin, tzn. kapalin, plynů a par. Sestava musí obsahovat přímý úsek před clonou, samotnou clonu a přímý úsek za clonou. Přímé úseky jsou obvykle vyvedeny z bezešvých ocelových trubek a mají přesně opracovaný vnitřní průměr  $D$ . Úsek před clonou má standardně délku  $10D$ , za clonou poté  $8D$  [17]. Clony mohou být dva druhy a to:

- komorové
- bodové

Komorová clona (Obr. 1.14) je tvořena dvoudílnou obrubou, navařenými trubkami pro odběry a clonovým kotoučem. Ten je sevřen mezi oběma díly oběma díly obruby a utěsněn. Z obou dílů obruby se odebírá tlak prstencovou komorou, která je spojena odběrovými štěrbinami s vnitřním prostorem potrubí.

Bodová clona je tvořena jednodílnou obrubou, ke které jsou navařeny odběrové trubky. Clonový kotouč je, na rozdíl od komorové clony, součástí obruby a je tedy nevyměnitelný. Do odběrových trubek ústí odběry před a za clonou.



Obr. 1.14 Komorová clona. [17]

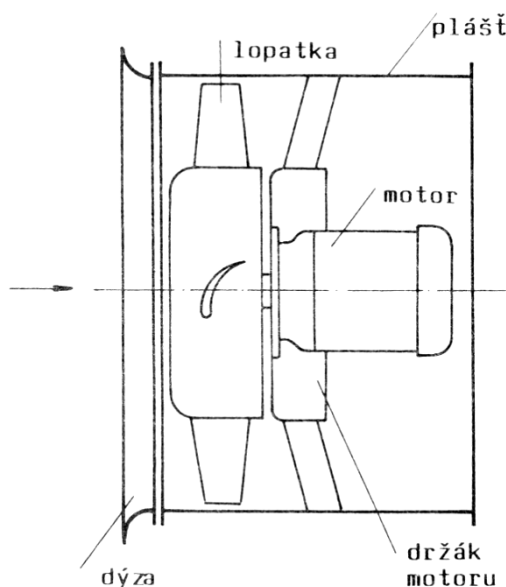
## 1.4 Ventilátory

Ventilátory jsou stejně jako turbodmychadla či turbokompresory stroje rotační, lopátkové. Protože jejich poměr stlačení je velmi nízký, zhruba 1 až 1,1, jedná se spíše o dopravu vzdušin než stlačování vzdušin. Ventilátory jsou důležitým prvkem velké většiny vzduchotechnických zařízení, jejich úkolem je překonávat tlakové ztráty potrubního systému při dopravě vzduchu. Důležitým parametrem u ventilátorů je hodnota celkového dopravního tlaku ventilátoru značená  $\Delta p$ . Rozdělení ventilátorů je možné provést dle několika hledisek, nejběžnější je podle směru průtoku vzdušiny oběžným kolem na ventilátory radiální, ventilátory axiální, ventilátory diagonální a ventilátory diametrální. Dále je možné dělit dle dopravního tlaku, počtu stupňů, přenosu energie nebo pohonu. Vzhledem k zaměření diplomové práce bude dále řešena pouze problematika axiálních ventilátorů.

Záležitosti týkající se ventilátorů byly nastudovány z literatury [3] a [5].

### 1.4.1 Axiální ventilátory

Jak již ze samotného názvu vyplývá, vzduch proudí v tomto ventilátoru pouze axiálně, tj. nasávání i výtlak vzduchu z oběžného kola jsou v osovém směru. Využívají se s oblibou všude tam, kde je požadován vysoký průtok vzduchu a přitom nejsou kladeny vysoké nároky na velikost dopravního tlaku.



Obr. 1.14 Základní schéma axiálního ventilátoru. [3]



Axiální ventilátory dělíme na dva základní typy:

- přetlakový ventilátor
- rovnotlaký ventilátor

U přetlakových ventilátorů je statický tlak, který je potřebný pro překonání hydraulických ztrát v potrubí, vytvářen již v oběžném kole. Tam se mění kinetická energie na tlakovou. Naproti tomu u rovnotlakých ventilátorů je statický tlak před oběžným kolem i za oběžným kolem přibližně stejný, proto musí tyto ventilátory pro zvýšení statického tlaku využívat difusor.

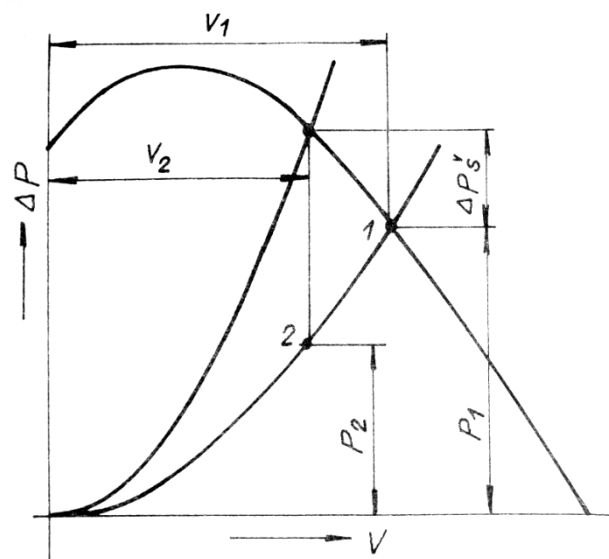
Základními prvky axiálního ventilátoru jsou vstupní dýza, vnější plášť ventilátoru, lopatkové oběžné kolo, motor a jeho držák (Obr. 1.14). Úkolem vstupní dýzy je zajištění homogenního rychlostního pole po celém průřezu potrubí před lopatkovým kolem. V oběžném kole pak dochází k přenosu kinetické a dynamické složky energie.

### **1.4.2 Regulace ventilátorů**

Pro návrh vzduchotechniky je důležité mít pečlivě vypracovaný výpočet hydraulických ztrát potrubí. Protože však ani v dnešní době plně moderní výpočetní techniky není možné předvídat změny v potrubní síti, každý projektant ventilátor záměrně částečně předimenzuje. Rezerva je potřebná například kvůli netěsnosti potrubí, zanášení filtrů či výměníků tepla v důsledku provozu v prašném prostředí a pod. Následně je po uvedení do provozu zařízení nutné regulovat. Rozlišujeme několik druhů regulace:

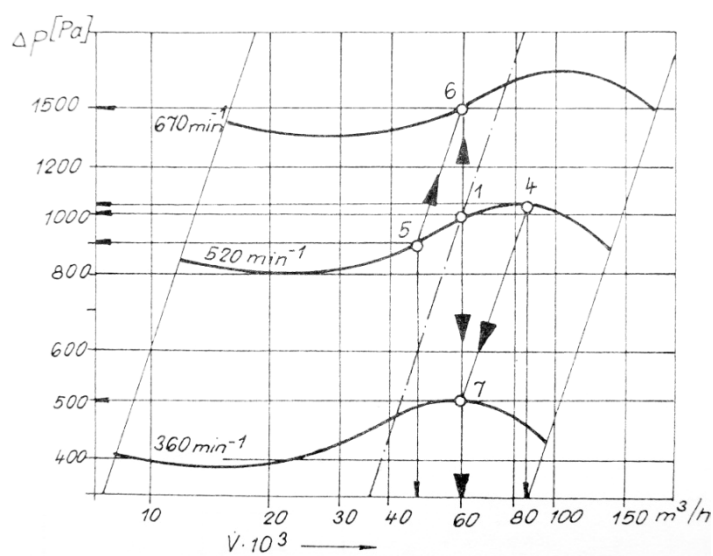
- regulace škrcením
- regulace změnou otáček
- regulace natáčením oběžných lopatek
- regulace natáčením lopatek v sání ventilátorů

Regulace škrcením (Obr. 1.15) je u vzduchotechnických zařízení nejčastěji používaný způsob regulace. Jedná se však o nejméně vhodný způsob z hlediska energetické náročnosti. Škrcení se provádí klapkou, která je zařazena v potrubí před, případně za ventilátorem. Touto klapkou se mění velikost místní ztráty, a tím i charakteristika potrubní sítě. K překonání hydraulických odporů při menším průtoku by dle charakteristiky potrubní sítě stačil menší dopravní tlak. Mechanická energie škrcením proměněná na teplo je úměrná zmařenému výkonu.



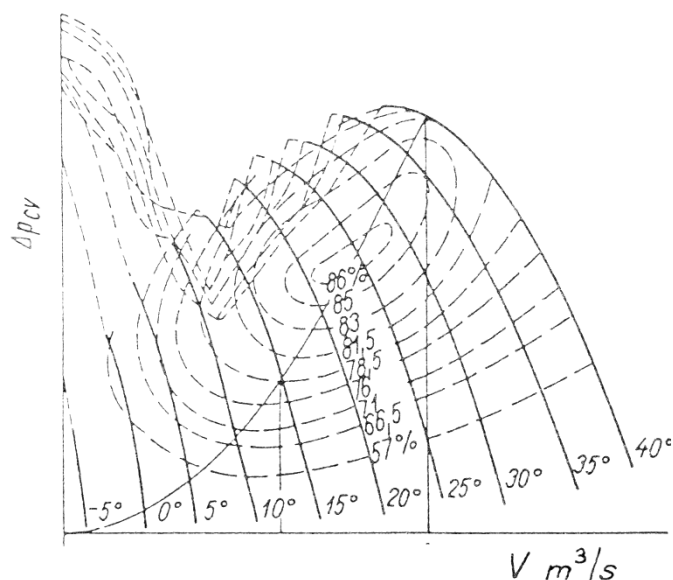
Obr. 1.15 Regulace axiálního ventilátoru škrcením. [3]

Regulace změnou otáček (Obr. 1.16) posouvá bod maximální účinnosti ventilátoru, v případě použití logaritmické stupnice je tento posun uskutečňován po přímce. Čáry stálé účinnosti tvoří přibližně elipsy, které se mají střed v bodě maximální účinnosti. Pokud se například sníží otáčky ventilátoru, klesne průtok vzduchu i dopravní tlak, a tím klesne nárok na příkon energie. Nevýhodou tohoto druhu regulace jsou vysoké pořizovací náklady plynule regulovatelných elektromotorů.



Obr. 1.16 Regulace axiálního ventilátoru změnou otáček. [3]

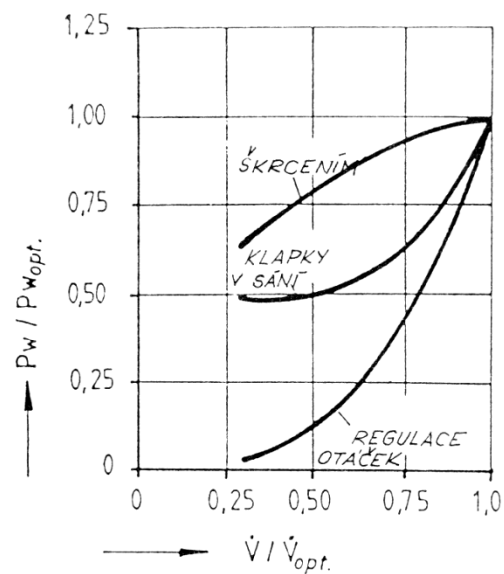
Regulace natáčením oběžných lopatek (Obr. 1.17) je způsob využitelný především u axiálních ventilátorů. Konstrukčně je však mechanismus zajišťující natáčení lopatek oběžného kola komplikovaný, a nepříznivě tak působí i na cenu takto regulovaného ventilátoru.



Obr. 1.17 Regulace axiálního ventilátoru natáčením oběžných lopatek. [3]

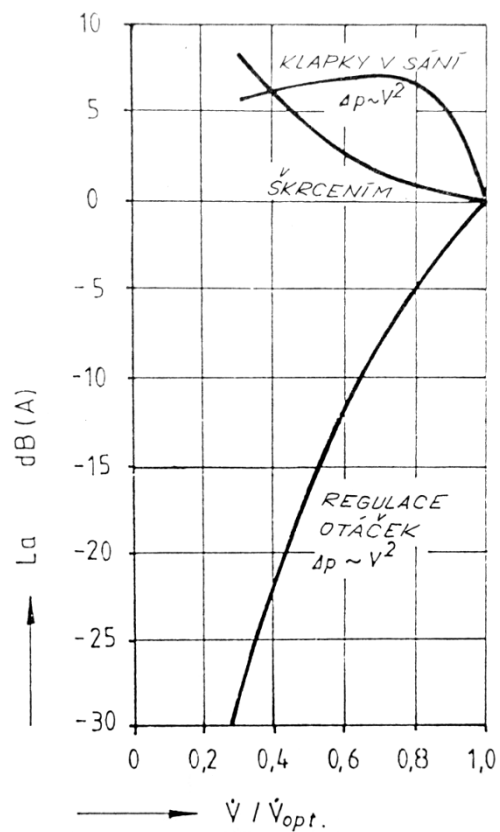
Regulace natáčením lopatek v sání radiálních ventilátorů má několik konstrukčních provedení. Možno použít buď axiální nebo radiální klapky. Tyto klapky jsou instalovány v sání ventilátoru a uvedou vzduch do rotace, čímž způsobí, že vtok vzduchu do oběžného kola již nebude radiální. Rozlišuje se, zda vzduch rotuje po směru hodinových ručiček či proti směru hodinových ručiček. Výkonová charakteristika je úměrná množství dopravovaného vzduchu. Obdobných výsledků by bylo dosaženo i při aplikaci této regulace na axiální ventilátory.

Při porovnávání výhodnosti různých druhů regulace ventilátorů z hlediska náročnosti na výkon (Obr. 1.18) je jasně nejlepším řešením regulace změnou otáček díky své minimální energetické náročnosti. Z hlediska investičního je sice nejvýhodnějším způsobem regulace škrcením, ovšem zde dochází k maření značné části výkonu ventilátoru.



Obr. 1.18 Změna potřebného výkonu ventilátoru při různé regulaci. [3]

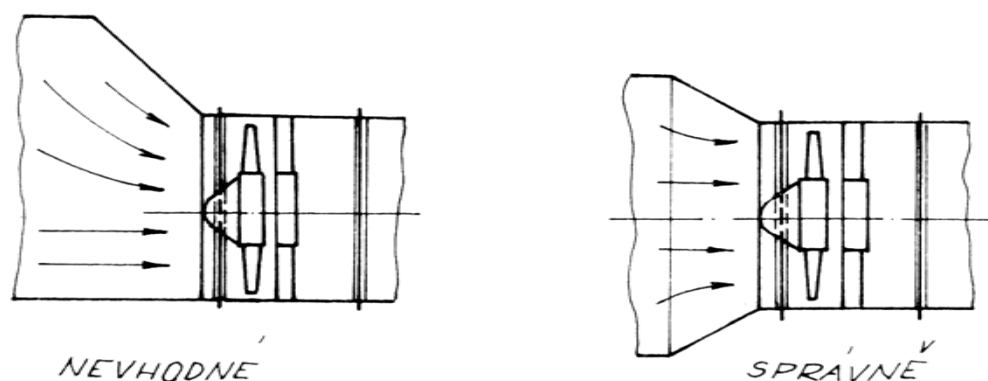
Důležitým faktorem při výběru druhu regulace je i požadavek na hlučnost ventilátoru, kdy například škrcení neúměrně zvyšuje hlučnost, podobně jako natáčení lopatek v sání. (Obr. 1.19)



Obr. 1.19 Změna hladiny akustického výkonu při různých druzích regulace. [3]

### 1.4.3 Instalace ventilátorů

Výrobce je schopen garantovat výkonové parametry jen za předpokladu dodržení jistých technických podmínek. Standardem je hodnota hustoty vzduchu  $\rho=1,2 \text{ kg.m}^{-3}$ , se kterou se počítá například při stanovování tlakové charakteristiky. Důležité je i správné připojení samotného ventilátoru k potrubní síti, protože nevhodnou montáží dojde v daném místě ke zvýšení tlakové ztráty při proudění vzduchu. Rovněž nemusí být splněny předpokládané funkce ventilátoru v důsledku špatného zatékání vzduchu do sání ventilátorů (Obr. 1.20). Projevem je pak horší účinnost zařízení, nedostatečný dopravní tlak, nevyhovující dopravované množství vzduchu a mnohdy také vyšší hluchnost.



Obr. 1.20 Připojení sacího potrubí axiálních ventilátorů. [3]

## 2 Metodika měření

Energetické charakteristiky obecně prezentují fyzický stav zařízení. Jedná se o soubor matematicky či graficky vyjádřených závislostí důležitých energetických veličin. Z hlediska posouzení stavu zařízení je nezbytné znát tyto charakteristiky:

- tlaková charakteristik a
- příkonová charakteristika
- účinnostní charakteristika
- charakteristika měrné spotřeby energie

Pro získání těchto charakteristik je nutné měřit několik fyzikálních veličin. Často se jedná o jednoduchá měření, např. teploty či tlaku, a požadované charakteristiky je nutné následně dopočítat.

Měřicí místo musí být umístěno v rovném úseku potrubí bez jakýchkoliv překážek, které by mohly zapříčinit turbulence či změny směru proudění, např. kolena či ventily. Pro zajištění dostatečné homogenity proudění vzduchu by se délka tohoto přímého úseku potrubí měla rovnat minimálně sedminásobku průměru potrubí v měřicím místě. Samotné měřicí místo je třeba umístit ve vzdálenosti pětinasobku průměru potrubí. Pokud je nutné měřit v úseku potrubí ústícího přímo do okolní atmosféry, měla by vzdálenost měřicího místa od tohoto ústí činit opět pětinasobek průměru potrubí. V tomto případě by měla být celková délka rovného úseku potrubí, ve kterém se provádí měření, rovna minimálně desetinásobku průměru tohoto potrubí. Další důležitou záležitostí je umístění měřicího profilu do vodorovného či svislého úseku potrubí. S ohledem na homogenitu vzduchu je výhodné umístit vstupní otvory pro měřicí zařízení v horní části potrubí.

Základním výpočtovým vztahem je rovnice pro výpočet tlakového rozdílu:

$$\Delta p = \rho \cdot \Delta h \cdot g \text{ [Pa]} \quad (1)$$

kde

$\rho_{liq}$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota náplně mikromanometru

$\Delta h$  [m] rozdíl hladin na měřidle

$g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] gravitační zrychlení.

Dynamický tlak má vzorec:

$$p_d = \frac{\rho \cdot w^2}{2} [Pa] \quad (2)$$

kde

$\rho [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota vzduchu v místě měření

$w [m \cdot s^{-1}]$  rychlost vzduchu.

Celkový tlak vyjádříme jako součet statického a dynamického tlaku:

$$p_c = p_s + p_d [Pa] \quad (3)$$

kde

$p_s [Pa]$  je statický tlak

$p_d [Pa]$  dynamický tlak.

K měření fyzikálních veličin se budou využívat přístroje popsané na následujících stranách.

Kapitola i její podkapitoly byly zpracovány s přihlédnutím k informacím nabytým studiem literatury [6], [12], [14], [19] a [24].

## 2.1 Mikromanometr

Mikromanometr slouží k určení diferenčního tlaku, přetlaku či podtlaku v rozsazích od 0 – 125Pa až po 0 – 5000Pa s dosažitelnou přesností od 0,5 – 10Pa. Rameno mikromanometru je sklopné kvůli přesnějšímu odečtu výšky lihového sloupce. Konstanta mikromanometru (KM) pak vyjadřuje přepočtení naměřené hodnoty  $l$  [m] a výšky lihového sloupce  $l_{skut}$ , jak je možno vidět na Obr. 2.1. Měřicí soupravy s elementárními mikromanometry tvoří kompletní výbavu pro měření v oblasti vzduchotechniky a klimatizace. Naměřený tlak se vypočítá na základě vztahu:

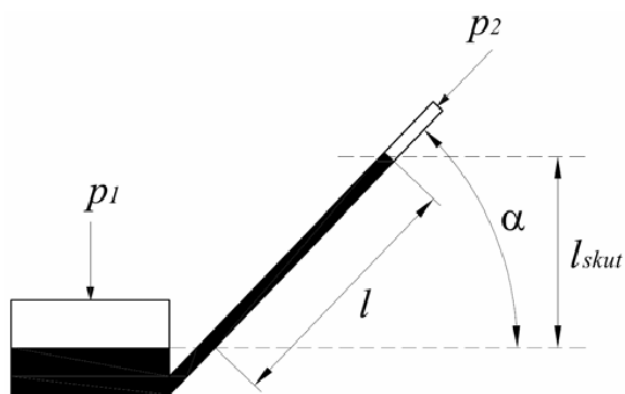
$$\Delta p = \rho_{lih} \cdot \Delta l \cdot g \cdot KM [Pa] \quad (4)$$

kde

$\rho_{lih} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota lihové náplně

$\Delta l [m]$  výška lihového sloupce

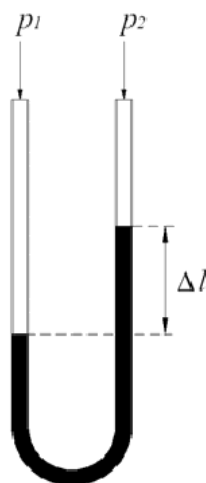
$KM [-]$  konstanta mikromanometru.



Obr. 2.1 Schéma mikromanometru. [6]

## 2.2 U trubice

U trubice slouží k měření diferenčního tlaku (Obr. 2.2). Tlak se určí z rozdílu výšek hladin.



Obr. 2.2 Schéma U trubice, kde  $p_1 > p_2$ . [6]

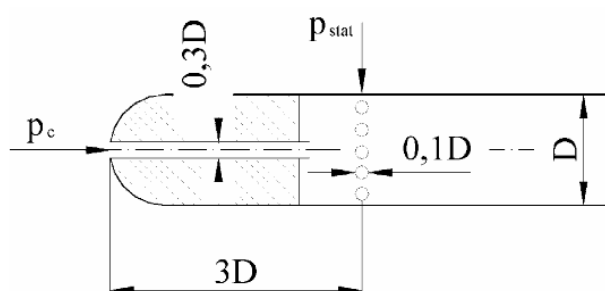


## 2.3 Elektronický diferenční manometr

Elektronický diferenční manometr je podstatně modernější náhrada U trubice. Může mít přepínatelný měřicí rozsah, integrovanou kompenzaci hustoty vzduchu i teploty. Měření proudění se provádí pomocí Prandtlovy trubice. Součástí přístroje by měly být hadičky sloužící k propojení s ostatními komponenty.

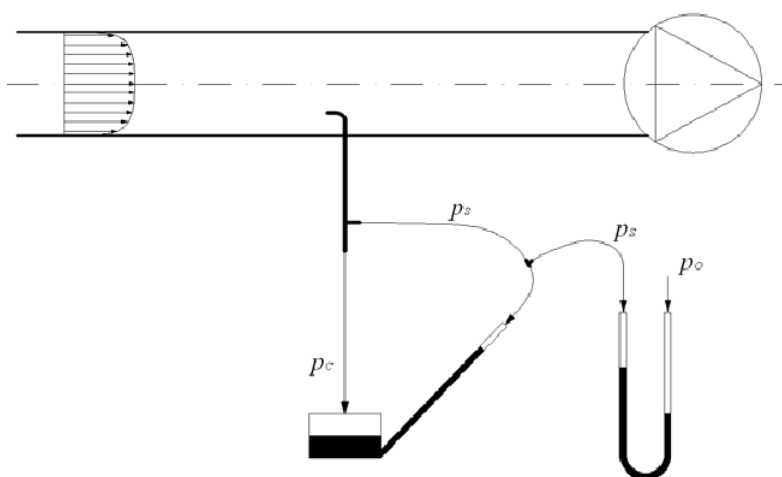
## 2.4 Prandtlova trubice

Prandtlova trubice je dynamická rychlostní sonda, která se umísťuje do proudu vzduchu (či plynu). Na jejím čele je odebrán celkový tlak  $p_c$ , otvory umístěnými na obvodu trubice je pak odebrán tlak statický  $p_{stat}$  (Obr. 2.3).



Obr. 2.3 Schematický řez Prandtlovou trubicí. [6]

Když propojíme Prandtlovu trubicí s mikromanometrem (Obr. 2.4) je možné získat dynamický tlak  $p_d$ . Na základě znalosti tohoto tlaku poté můžeme určit rychlost vzduchu, kde ve vztahu (2) je  $\rho$  hustota vzduchu v místě měření.

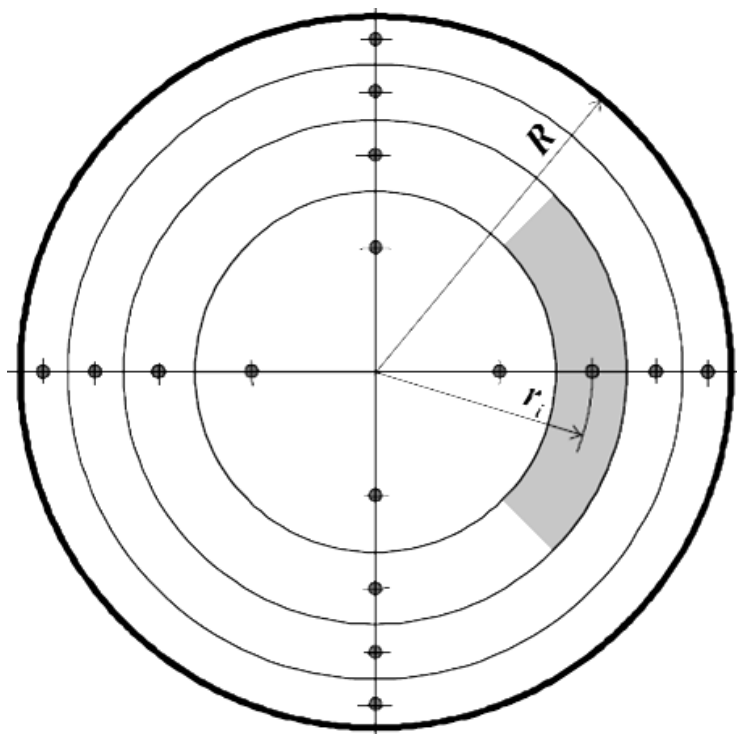


Obr. 2.4 Schéma Prandtlovy trubice s mikromanometrem pro odběr dynamického tlaku. [6]

Střední rychlost proudění se určí buď tzv. sondáží rychlostního profilu (popsáno v následující podkapitole) nebo zjednodušenou metodou. Při té se čelo Prandtlovy trubice umístí v potrubí do polohy, v níž se předpokládá rychlost proudění podobná střední rychlosti. Jednou z podmínek je však rovnoměrný rychlostní profil v místě měření.

### 2.4.1 Sondáž rychlostního profilu

Tato metoda slouží ke stanovení střední rychlosti proudění vzduchu v průřezu potrubí. Určuje se jako průměr rychlostí v jednotlivých bodech měření. Tyto body leží uprostřed dílčích ploch, u potrubí s kruhovým průřezem se jedná o mezikruží, tj. body leží na kružnici dělící dané mezikruží na dvě dílčí mezikruží o stejné ploše. Počet mezikruží je závislý na průměru potrubí a vyrovnanosti měřeného rychlostního profilu. Středový kruh se považuje za mezikruží s nulovým vnitřním poloměrem, z čehož plyne, že v ose potrubí se nenachází měřící bod (Obr. 2.5).



*Obr. 2.5 Body měření při sondáží rychlostního profilu. [12]*

Poloměry měřících bodů jsou určeny vztahem:

$$r_i = R \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot i - 1}{2n}} [m] \quad (5)$$

kde

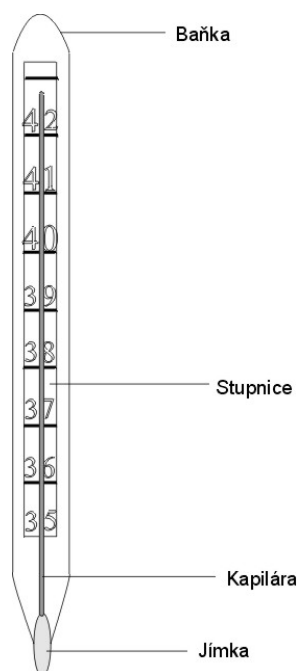
$i [-]$  je pořadové číslo mezikruží

$n [-]$  počet stejnoplochých mezikruží

$R [m]$  vnitřní průměr potrubí.

## 2.4 Rtuťový teploměr

Teploměr (Obr. 2.6) obecně patří k nejznámějším fyzikálním přístrojům. K měření teploty je využíváno tepelné roztažnosti kapaliny, nejčastěji rtuti či lihu. Základy tohoto způsobu měření jsou datovány zhruba od 17. století.

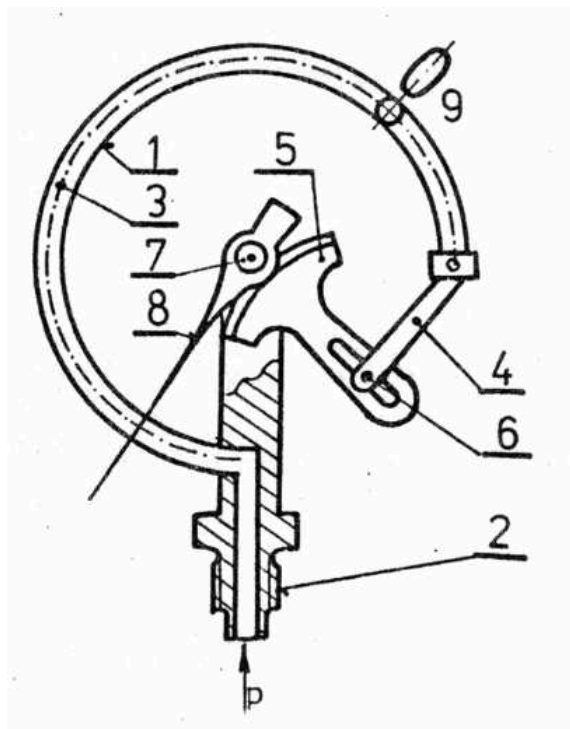


Obr. 2.6 Schéma rtuťového teploměru. [24]

## 2.5 Manometr

Manometr s Bourdonovou trubicí (Obr. 2.7) je mechanický převodník, který převádí tlakovou energii na výchylku měřícího přístroje. Jeho výhodou je široký rozsah tlaků, které

je možno měřit (od 0 až do 2000 MPa). Manometr je určen především pro měření tlaku vzduchu. Princip využívá sploštělou trubičku, která je zahnutá do kruhového tvaru. Po připojení tlaku měřeného média se tato trubička snaží narovnat, druhý konec se pohybuje do oblouku, a tím převádí tlakovou sílu na výchylku ukazatele.



*Obr. 2.7 Schéma Bourdonova manometru, kde 1 je trubice, 2 připojovací nástavec, 3 šev trubice, 4 táhlo spojené s volným koncem trubice, 5 ozubený segment, 6 osa segmentu, 7 pastorek, 8 ukazovatel a 9 průřez trubice. [14]*

## 2.6 Wattmetr

Wattmetr je přístroj, který slouží k měření stejnosměrného a střídavého výkonu. Jedná se v podstatě o kombinaci ampérmetru a voltmetru v jednom zařízení. Do obvodu se zapojuje pomocí svorek. Klasický analogový wattmetr obsahuje dvojici cívek. Jedna měřicí cívka je proudová, proto se zapojuje do obvodu sériově. Tato cívka má malý vnitřní odpor. Druhá cívka je napětíová, proto se zapojuje do obvodu paralelně. Tato cívka má velký vnitřní odpor. Digitální wattmetry se většinou využívají pro měření menších výkonů. Pro přepočty se poté využívá tzv. konstanta wattmetru.

### 3 Návrh měřicí trati

Výběr vhodného ventilátoru zahrnuje především volbu jeho pohonu. V zásadě existují dva typy pohonů a to buď elektrický, tj. ventilátor je poháněn elektromotorem, či pneumatický, tj. ventilátor je poháněn stlačeným vzduchem.

Elektrický pohon je dnes nejrozšířenější, jeho hlavní předností je malý zastavěný prostor, nízká investiční cena, malá hmotnost a rychlé uvedení do provozu. Neopomenutelným argumentem při volbě tohoto druhu pohonu je i nenáročná obsluha a údržba a solidní provozní spolehlivost. Lutnové ventilátory se obvykle považují za malé ventilátory, s příkonem do 1kW. Pro jejich pohon se používají asynchronní elektromotory.

Pneumatický pohon nachází své uplatnění především v hornickém průmyslu a to u lutnových ventilátorů, kde z bezpečnostních důvodů není povoleno použití elektromotorů. Věnc lopatek vzduchové turbíny bývá umístěn vně lopatek ventilátoru, případně je vzduchová turbína uložena v nábojovém prostoru. Přívod stlačeného vzduchu se provádí jednou až čtyřmi tryskami v závislosti na potřebném příkonu.

V důlních prostorách s nebezpečím výbuchu existují lutnové ventilátory s kombinovaným pohonem jak elektromotorem, tak i vzduchovou turbínou. Jedná se sice o komplikovanější řešení, nicméně oproti stálému pneumatickému pohonu se jedná o energeticky přibližně dvakrát hospodárnější variantu.

Měřicí trať (Obr. 3.1) s možností regulace otáček elektromotoru ventilátoru a škrtkovými klapkami na vstupním i výstupním potrubí bude sloužit především pro vzdělávací účely.



*Obr. 3.1 Model ventilátorové měřicí trati.*

### 3.1 Konstrukce

Základním stavebním kamenem měřicí trati je ventilátor od firmy Vzduchotechnika Š.P. Nové Mesto nad Váhom. Ten byl vyroben v roce 1991 v Československu. Jeho parametry jsou:

- výkonnost  $\dot{V}_d = 0,73 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- při hustotě nasávaného vzduchu  $\rho_{vzd} = 1,3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
- celkový diferenční tlak ventilátoru  $\Delta p_{c,v} = 480 \text{ Pa}$
- příkon  $P = 0,8 \text{ kW}$
- počet otáček  $n = 2850 \text{ min}^{-1}$
- teoretická výkonnost  $\dot{V}_d = 0,077 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
- napětí  $U = 500 \text{ V}$
- proud  $I = 1,5 \text{ A}$

Tento axiální ventilátor je upraven pro pohon pneumatický i elektrický. O elektrický pohon se pak stará asynchronního třífázový elektromotor společnosti MEZ Frenštát. Dle štítku zařízení má následující parametry:

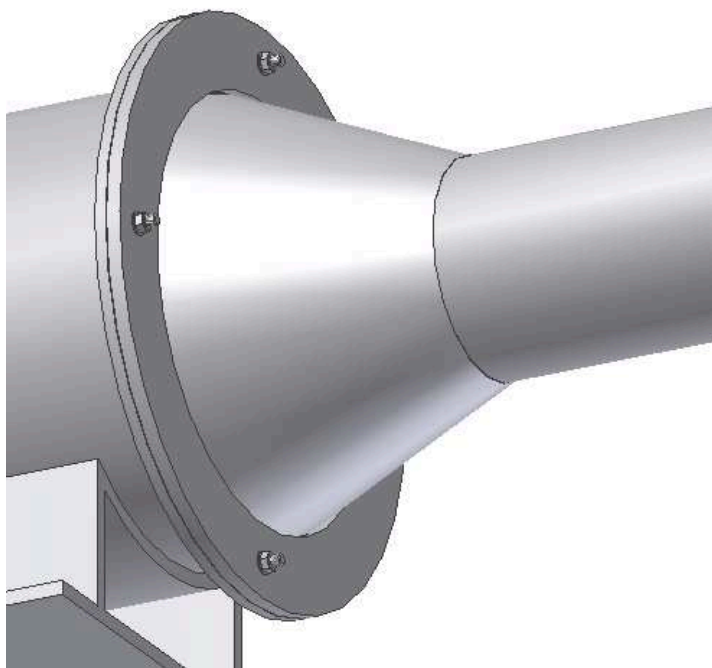
- elektrický příkon  $P_{el} = 0,8 \text{ kW}$
- otáčky  $n = 2850 \text{ min}^{-1}$
- napětí  $U = 500 \text{ V}$
- proud  $I = 1,5 \text{ A}$
- frekvence  $f = 50 \text{ Hz}$

Průměr vstupu i výstupu dostupného ventilátoru je  $D = 300 \text{ mm}$ . Pokud by se vycházelo z předpokladu uvedeného na začátku kapitoly 2 o minimálních vzdálenostech měřících míst od ventilátoru, činila by délka potrubí desetinásobek průměru jak na vstupu, tak i na výstupu. Taková instalace by byla však příliš rozměrná. Vzhledem k velikosti tedy bude nutné učinit korekční opatření, v rámci kterého se vnitřní průměr potrubí zmenší na  $D = 150 \text{ mm}$ , čímž se úměrně zkrátí i délka potrubí na přijatelných 1,5m na obou stranách ventilátoru.



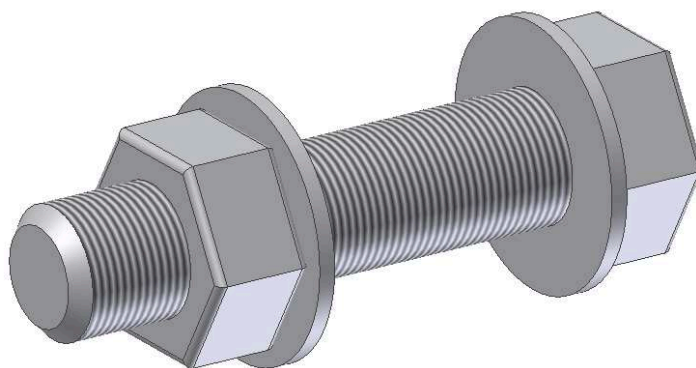
*Obr. 3.2 Výstupní potrubí.*

Potrubí (Obr. 3.2) bude z pozinkovaného plechu tloušťky 0,5mm. Použitá redukce ze stejného materiálu má vstupní průměr 300mm, výstupní průměr 150mm a délku 175mm. Redukční prvek má na straně s větším průměrem lem, pomocí kterého bude průměrová redukce k ventilátoru připevněna přírubovým spojem (Obr. 3.3).



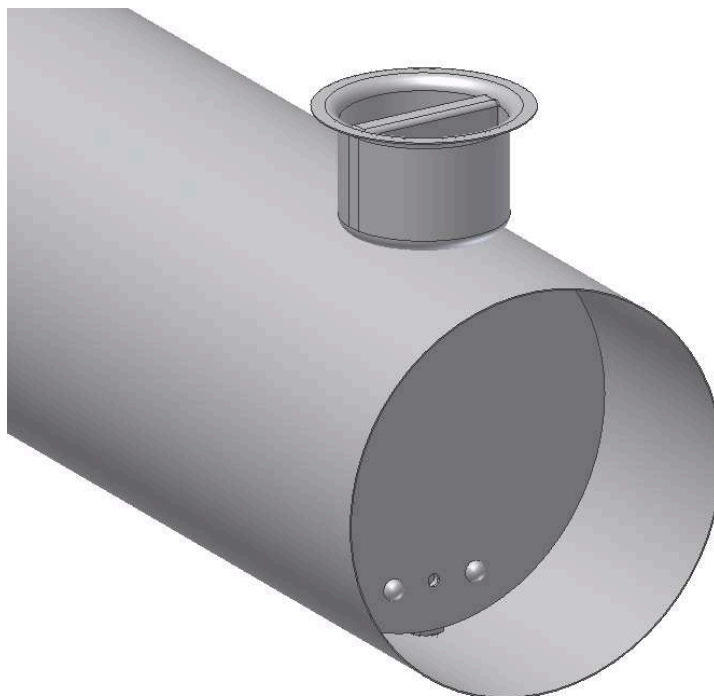
*Obr. 3.3 Přírubový spoj.*

Ten zabezpečí čtyři šrouby velikosti M8, délky 35mm, s odpovídajícími maticemi a podložkami z obou stran (Obr. 3.4).



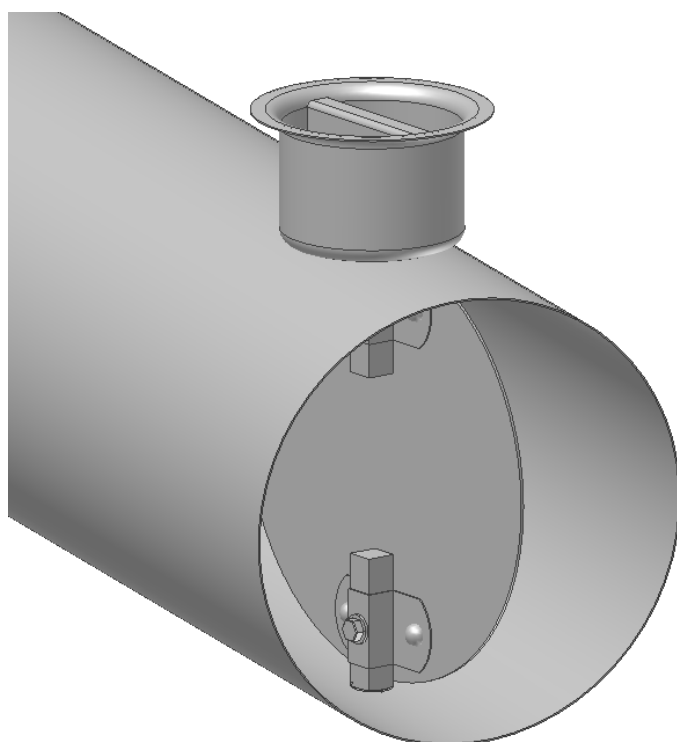
*Obr. 3.4 Šroubový spoj.*

Na konci potrubí bude umístěna škrťací klapka. Natočení klapky probíhá manuálně vně potrubí v rozsahu od 0°, tedy úplně zavřeno (Obr. 3.5), až po 90°, tedy klapka otevřena (Obr. 3.6). O poloze klapky by měly informovat zářezy s popisem stupňů natočení na horní straně misky.



*Obr. 3.5 Škrťací klapka v uzavřené poloze*

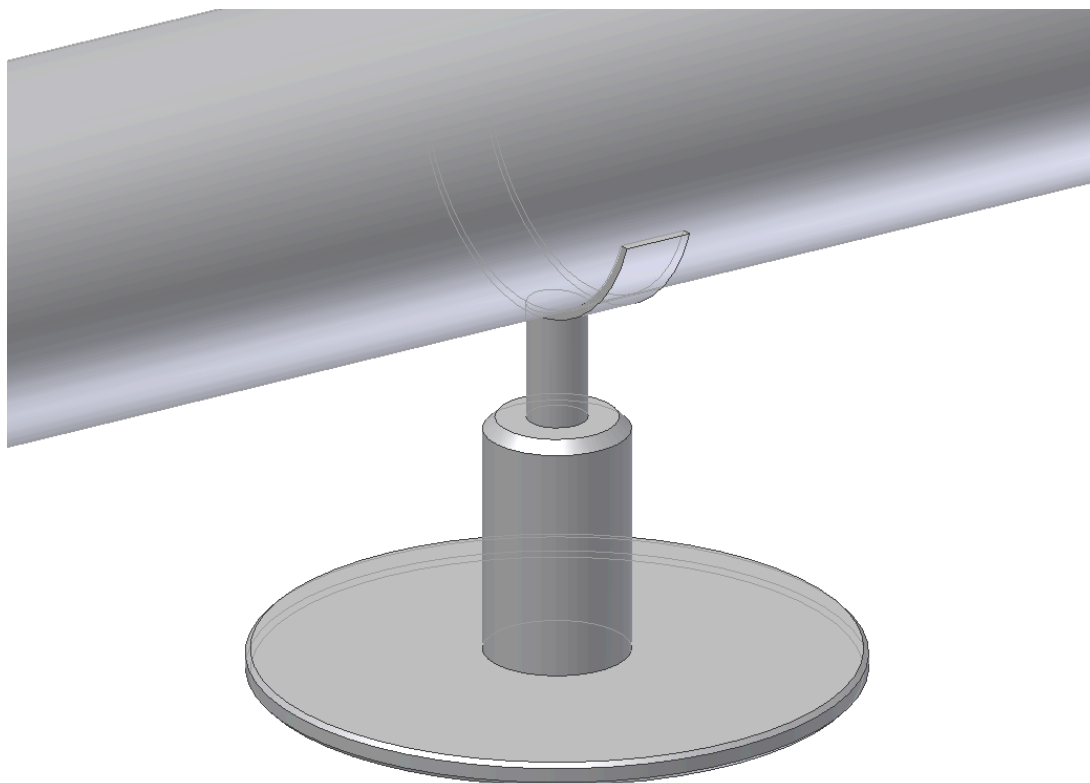




*Obr. 3.6 Škrťací klapka v otevřeném stavu.*

Výše popsané výstupní potrubí je jak způsobem zapojení, tak i rozměry naprosto shodné s potrubím vstupním. Stejně tak je na jeho konci umístěna klapka, která bude využívána pro škrcení v sání.

Pro zajištění potrubí v rovině se po obou stranách ventilátoru přibližně ve vzdálenosti jednoho metru použije železný podstavec s kruhovou podstavou (Obr. 3.7).



*Obr. 3.7 Podstavec pod potrubím*

### **3.2 Umístění měřících přístrojů**

Měřicí místo bude situováno z boku potrubí. Jeho poloha je dána předpokladem minimální vzdálenosti před a za měřicím místem, která se rovná pětinásobku průměru. Při celkové délce potrubí 1510mm bude tedy měřicí otvor vyveden přesně v polovině. Velikost otvoru musí být co nejmenší, ovšem zároveň takové velikosti, aby jím prošlo čelo Prandtlovy trubice. Pro utěsnění volného prostoru okolo Prandtlovy sondy bude použita gumová zásepka.

## 4 Stanovení energetických charakteristik

Energetické charakteristiky obecně prezentují fyzický stav zařízení. Jedná se o soubor matematicky či graficky vyjádřených závislostí důležitých energetických veličin. Z hlediska posouzení stavu zařízení je nezbytné znát tyto charakteristiky:

- tlaková charakteristika  $\sigma = f(\dot{V}_d)$
- příkonová charakteristika  $P = f(\dot{V}_d)$
- účinnostní charakteristika  $\eta_{it} = f(\dot{V}_d)$
- charakteristika měrné spotřeby energie  $c = f(\dot{V}_d)$

Charakteristiky budou mít podobný průběh ať už se bude jednat o elektrický či tlakový pohon ventilátoru, rozdíl nastane pouze u některých výpočtů.

Pro stanovení jednotlivých charakteristik je nutné znát výkonnost ventilátoru, v případě pneumatického pohonu je nezbytné mít určenou i výkonnost použitého šroubového kompresoru. Problematikou stanovení výkonností se zabývají následující dvě podkapitoly.

Měření bude probíhat pro několik bodů, přičemž pro každý jednotlivý bod se budou muset zaznamenat veškeré měřené veličiny a zopakovat postup výpočtů. Z těchto bodů lze poté sestavit energetické charakteristiky ventilátoru.

Ventilátor bude postupně podléhat regulaci:

- změnou otáček,
- škrcením v sání ventilátoru nebo
- škrcením na výtlaku ventilátoru.

Regulace škrcením v sání a výtlaku se bude uskutečňovat manuálně ovládanými klapkami instalovanými na začátku sacího potrubí a konci výtlačného potrubí. Regulace změnou otáček elektromotoru bude probíhat pomocí frekvenčního měniče.

Při předpokladu konstantní hustoty vzduchu lze teoreticky spočítat změny parametrů ventilátoru při změně otáček. Objemový průtok vzduchu se úměrně mění s otáčkami:

$$\dot{V}_{d2} = \dot{V}_{d1} \cdot \frac{n_2}{n_1} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (6)$$

kde

$\dot{V}_{d1} [m \cdot s^{-1}]$  je původní výkonnost ventilátoru

$\frac{n_2}{n_1} [min^{-1}]$  poměr otáček po změně k otáčkám původním

Celkový dopravní tlak se mění s druhou mocninou otáček:

$$\Delta p_2 = \Delta p_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 [Pa] \quad (7)$$

kde

$\Delta p_1 [Pa]$  je původní dopravní tlak ventilátoru

$\frac{n_2}{n_1} [min^{-1}]$  poměr otáček po změně k otáčkám původním

Příkon se mění s třetí mocninou otáček:

$$P_2 = P_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 [W] \quad (8)$$

kde

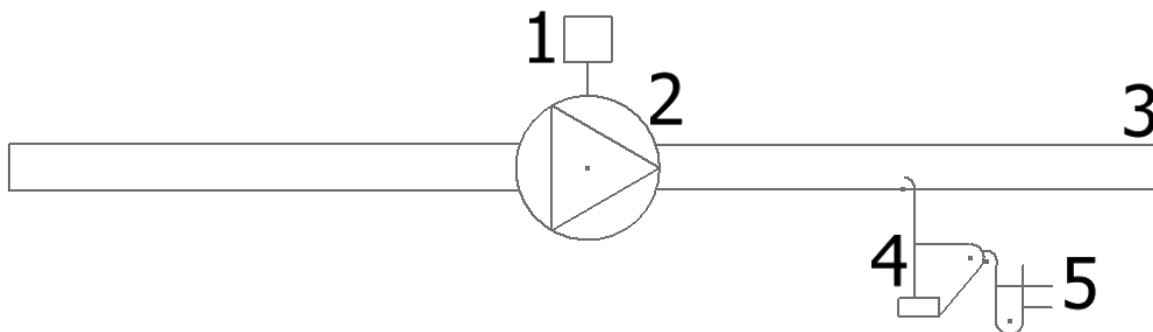
$P_1 [W]$  je původní příkon ventilátoru

$\frac{n_2}{n_1} [min^{-1}]$  poměr otáček po změně k otáčkám původním

Ke zpracování této kapitoly a podkapitol bylo využito poznatků získaných studiem literatury [6], [8], [12], [13], [14], [22] a [23].

## 4.1 Stanovení výkonnosti ventilátoru

Schéma měření pro stanovení výkonnosti ventilátoru je na Obr. 4.1.



*Obr. 4.1 Schéma stanovení výkonnosti axiálního ventilátoru, kde 1 je elektromotor, 2 axiální ventilátor, 3 výtláčné potrubí, v bodě 4 měříme celkový tlak, v bodě 5 statický podtlak.*

Objemový průtok vzduchu potrubím neboli výkonost ventilátoru lze vyjádřit vztahem:

$$\dot{V}_d = w_1 \cdot S [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (9)$$

kde

$w_1 [m \cdot s^{-1}]$  je střední rychlost v místě měření

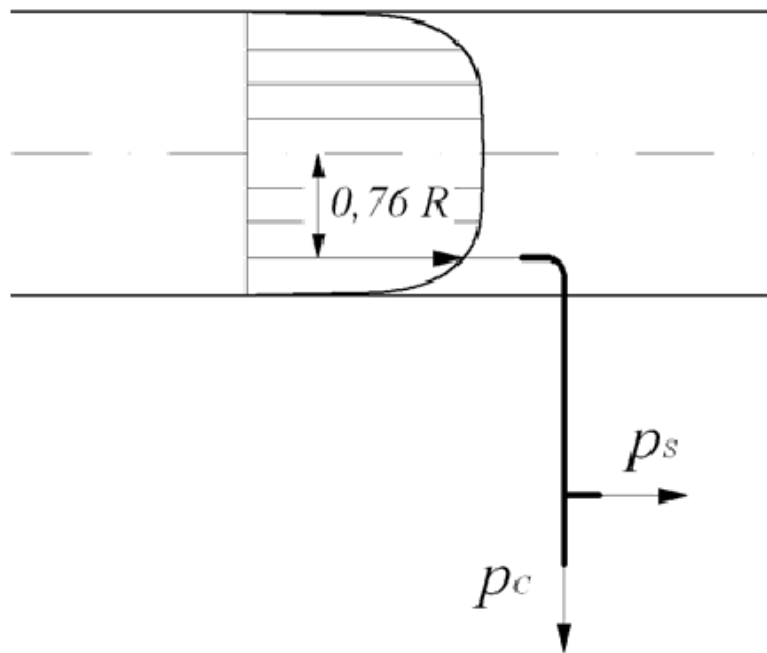
$S [m^2]$  plocha průřezu potrubí

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} [m^2] \quad (10)$$

kde

$D = 150mm$  je průměr potrubí

Střední rychlost proudění se určí zjednodušenou metodou. Při té se čelo Prandtlovy trubice umístí v potrubí do polohy, v níž se předpokládá rychlost proudění podobná střední rychlosti. Jednou z podmínek je však rovnoměrný rychlostní profil v místě měření. Umístění sondy je naznačeno na Obr. 4.2.



Obr. 4.2 Umístění Prandtlovy sondy v potrubí. [6]

Střední rychlost se poté vypočítá:

$$w_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot p_{d1}}{\rho_1}} [m \cdot s^{-1}] \quad (11)$$

kde

$p_{d1} [Pa]$  je dynamický tlak v místě měření

$\rho_1 [kg \cdot m^{-3}]$  hustota vzduchu v místě měření

$$p_{d1} = \rho_{lih} \cdot \Delta l \cdot g \cdot KM [Pa] \quad (12)$$

kde

$\rho_{lih} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota lihové náplně mikromanometru

$\Delta l [m]$  výška sloupce

$g [m \cdot s^{-2}]$  gravitační zrychlení

$KM [-]$  konstanta mikromanometru.

Pro přesnější údaje je vhodné změřit teplotu potrubí za ventilátorem a provést přepočet hustoty v místě měření. Vychází se ze stavové rovnice, tj.:

$$\rho_1 = \rho_o \frac{p_{s1} \cdot T_o}{p_o \cdot T_1} [kg \cdot m^{-3}] \quad (13)$$

kde

$\rho_o [kg \cdot m^{-3}]$  hustota okolního vzduchu

$p_{s1} [Pa]$  statický tlak v místě měření

$T_o [K]$  teplota okolního vzduchu

$p_o [Pa]$  tlak okolního vzduchu

$T_1 [K]$  teplota v místě měření.

Vzhledem ke skutečnosti že do stavové rovnice se dosazují absolutní tlaky, ovšem měřením lze určit pouze statický podtlak (Obr. 4.3), je nutné tento absolutní statický tlak v místě měření dopočítat ze vztahu:

$$p_{s1} = p_o - p_{sp1} = p_o - \rho_{lih} \cdot \Delta h \cdot g [Pa] \quad (14)$$

kde

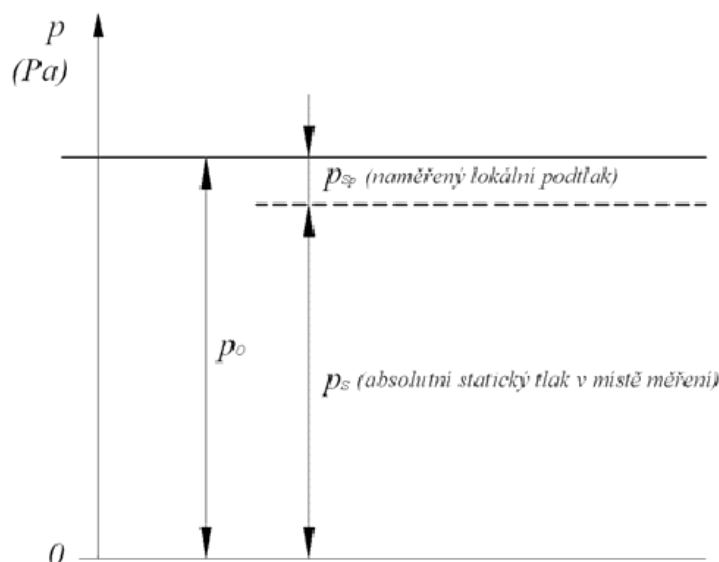
$p_o [Pa]$  tlak okolního vzduchu.

$p_{sp1} [Pa]$  naměřený statický podtlak v místě měření

$\rho_{lih} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota lihové náplně mikromanometru

$\Delta h [m]$  výška sloupce U trubice

$g [m \cdot s^{-2}]$  gravitační zrychlení



Obr. 4.3 Tlakové poměry v místě měření. [6]

Nyní je možné na základě znalosti statického podtlaku v místě měření  $p_{sp1}$ , hustoty vzduchu v  $\rho_1$ , dynamického tlaku  $p_{d1}$  a  $w_1$  rychlosti proudění v místě měření vypočítat výkonnost ventilátoru podle vzorce (9).

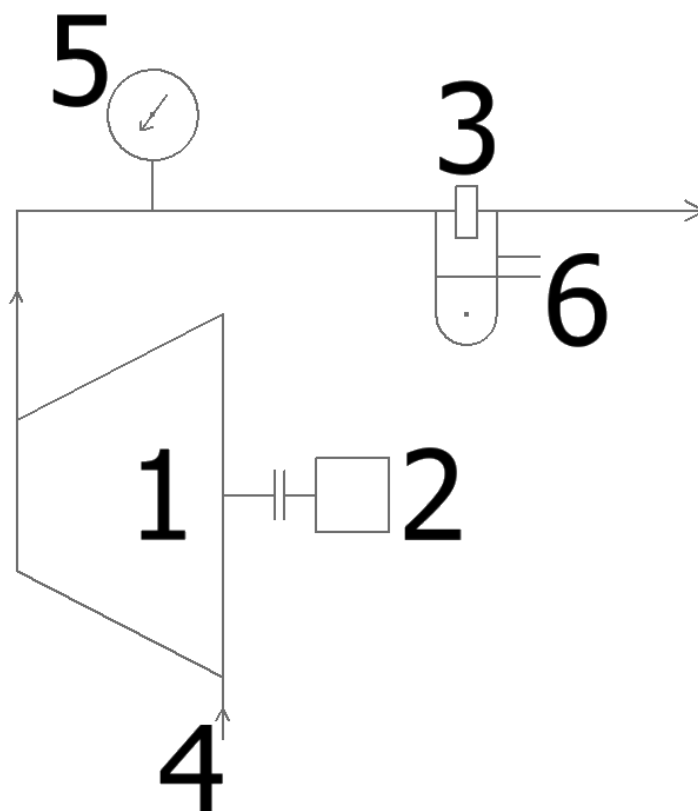
## 4.2 Stanovení výkonnosti šroubového kompresoru

Stlačený vzduch pro pohon ventilátoru dodá šroubový kompresor Atmos SE 25, rok výroby 1994, umístěný v laboratoři katedry energetiky na VŠB-TU Ostrava. Pro výpočet výkonnosti šroubového kompresoru bude využita clonová měřicí trať. Šroubový kompresor má následující parametry:

- výkonnost  $\dot{V}_{dk} = 35m^3 \cdot h^{-1}$
- výtláčny přetlak  $p_{vp} = 700kPa$
- absolutní sací tlak  $p_s = 100kPa$
- příkon  $P_{el} = 4kW$
- jmenovité otáčky  $n = 4000min^{-1}$

O regulaci výkonnosti se bude starat opět frekvenční měnič, pomocí kterého budou regulovány otáčky šroubového kompresoru. Pro stanovení výkonnosti kompresoru je nutné znát několik veličin (Obr. 4.4). Jedná se o tlak a teplotu nasávaného vzduchu, poté přetlak v potrubí na výtlaku šroubového kompresoru a diferenční tlak na cloně.





*Obr. 4.4 Schéma stanovení výkonnosti šroubového kompresoru, kde bod 1 je šroubový kompresor, 2 pohon kompresoru, 3 měřící clona, v bodě 4 měříme tlak a teplotu v sání kompresoru, v bodě 5 přetlak na výstupu kompresoru, v bodě 6 diferenční tlak na cloně.*

Na sání šroubového kompresoru je atmosférický tlak i teplota, protože vzduch je nasáván z okolí. Pro stanovení tlaku okolí je možné použít buď barometr, případně využít aktuálních informací Českého hydrometeorologického ústavu. Teplotu vzduchu v laboratoři změříme pomocí teploměru.

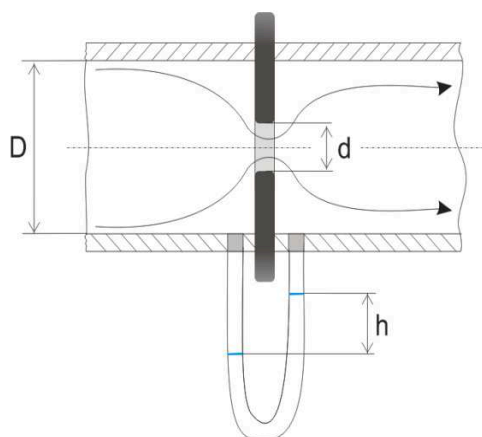
Po nasátí a následném stlačení kompresorem vzduch vstoupí do měřící clonové trati, kde je měření přetlaku. Toto měření bude prováděno pomocí manometru. Absolutní tlak poté vypočítáme na základě rovnice (3).

Vzduch dále proudí přes clonu, kde je změřen rozdíl výšky hladin  $\Delta h$  v U trubici, která je naplněna vodou. Clona (Obr. 4.5) má následující parametry:

- vnitřní průměr potrubí:  $D = 50mm$
- průměr otvoru ve cloně:  $d = 12mm$

Při znalosti těchto dvou rozměrů je možné následně určit tzv. součinitel rozevření clony  $\alpha$ , který je funkcí průměrů  $D$  a  $d$ .

$$\alpha = f\left(\frac{d}{D}\right)^2 [-] \quad (15)$$



Obr. 4.5 Schéma měření na cloně, kde  $D$  značí vnitřní průměr potrubí,  $d$  průměr clony a  $h$  rozdíl výšky hladiny v U trubici. [6]

Pro výpočet hmotnostního průtok vzduchu přes clonu je potřeba znát hustotu suchého vzduchu. Tu je možné vypočítat na základě vztahu:

$$\rho_{vzd} = \frac{p_{vzd}}{r \cdot T_{vzd}} [kg \cdot m^{-3}] \quad (16)$$

kde

$p_{vzd}$  [Pa] je tlak vzduchu

$r = 287 J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$  měrná plynová konstanta

$T_{vzd}$  [K] teplota vzduchu.

Hmotnostní průtok se poté vyjádří jako:

$$\dot{m} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{2 \frac{\rho_{H_2O} \cdot g \cdot \Delta h}{\rho_{vzd}}} \cdot \rho_{vzd} \cdot \alpha [kg \cdot s^{-1}] \quad (17)$$

kde

$d [m]$  je průměr otvoru clony

$\rho_{H_2O} [kg \cdot m^{-3}]$  hustota vody

$g [m \cdot s^{-2}]$  gravitační zrychlení

$\Delta h [m]$  naměřený rozdíl výšky hladin kapaliny v U trubici

$\rho_{vzd} [kg \cdot m^{-3}]$  hustota vzduchu

$\alpha [-]$  součinitel rozevření clony.

Výkonnost šroubového kompresoru lze vyjádřit prostým podělením hmotnostního průtoku vzduchu hustotou vzduchu za normálních podmínek ( $p_N = 101,325 Pa$ ,  $T_N = 273,15 K$ ):

$$\dot{V}_{dk} = \frac{\dot{m}}{\rho_N} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (18)$$

kde

$\dot{m} [kg \cdot s^{-1}]$  je hmotnostní průtok vzduchu

$\rho_N [kg \cdot m^{-3}]$  hustota vzduchu za normálních podmínek

### 4.3 Tlaková charakteristika

Tlaková charakteristika vyjadřuje závislost celkového tlaku ventilátoru na výkonnosti. Výkonnost byla vyjádřena v předcházející kapitole 4.1. Nyní je potřeba určit celkový diferenční tlak ventilátoru ze vzorce:

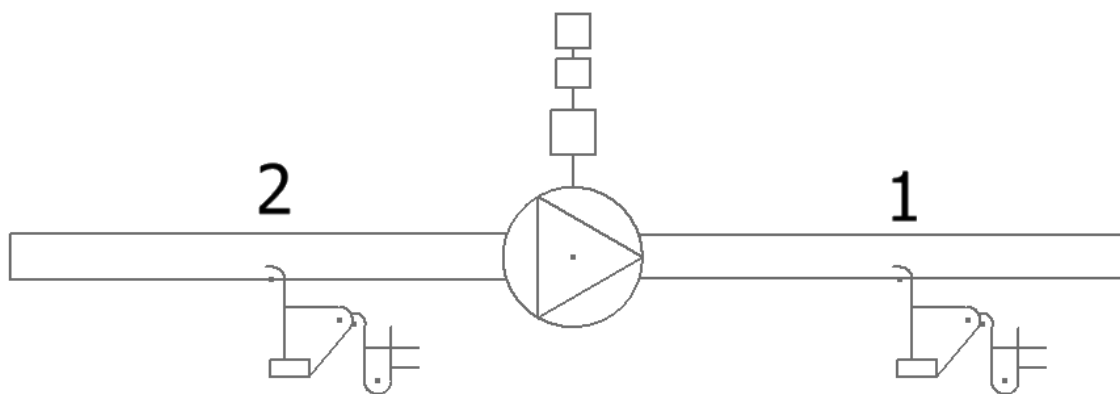
$$\Delta p_{c,v} = p_{c2} - p_{c1} = (p_{s2} + p_{d2}) - (p_{s1} + p_{d1}) [Pa] \quad (19)$$

kde

$p_{c1}, p_{c2} [Pa]$  jsou celkové tlaky v místech měření 1 a 2

$p_{s1}, p_{s2} [Pa]$  statické tlaky v místech měření 1 a 2

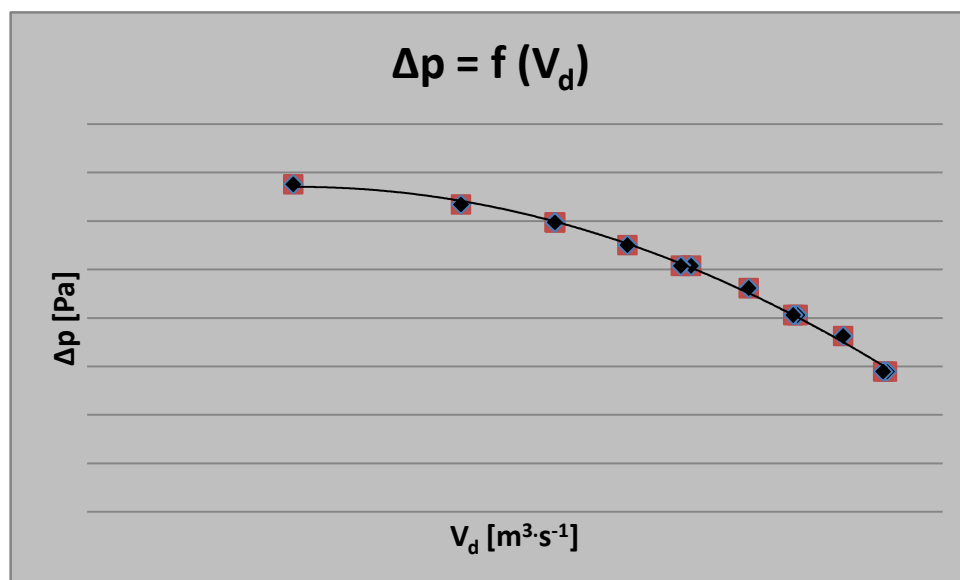
$p_{d1}, p_{d2} [Pa]$  dynamické tlaky v místech měření 1 a 2.



*Obr. 4.6 Označení měřících míst: 1 je za ventilátorem ve výtláčném potrubí, 2 je před ventilátorem v sacím potrubí.*

Statický tlak i dynamický tlak za ventilátorem jsou již známé z předchozí kapitoly, kdy se s jejich pomocí počítala výkonnost ventilátoru. Nyní je nutné naměřit požadované hodnoty statického tlaku a dynamického tlaku i před ventilátorem (měřící bod č. 2, Obr. 4.6). Měření se bude provádět shodným způsobem, pouze měřící místo bude v sacím potrubí ventilátoru, opět ve vzdálenosti pěti průměrů potrubí od ventilátoru. Pomocí sestavy Prandtlovy trubice, mikromanometru a U trubice se změří a dopočítá dynamický tlak  $p_{d2}$ , hustota vzduchu  $\rho_2$ , statický podtlak  $p_{sp2}$  a statický tlak  $p_{s2}$  analogicky jako je naznačeno výše v této kapitole.

Při znalosti celkových tlaků před i za ventilátorem již stačí jen dosadit do původního vzorce (19) a vyjádřit celkovou tlakovou ztrátu ventilátoru. Křivka jejího průběhu bude mít přibližně charakter jako na Obr. 4.7.



Obr. 4.7 Tlaková charakteristika ventilátoru.

#### 4.4 Příkonová charakteristika

Příkonová charakteristika řeší závislost příkonu pohonu ventilátoru na průtočném množství.

Pomocí digitálního wattmetru napojeného mezi zdroj elektrické energie a elektromotor bude měřen proud v miliampérech. Pro přepočet na elektrický příkon se využije konstanta wattmetru, která je např. u zařízení používaného v laboratoři katedry energetiky  $1\text{mA} = 2468,25\text{W}$ . Skutečný elektrický příkon tedy bude vypočítán pomocí vztahu:

$$P_{el} = I \cdot 2468,25 \text{ [W]} \quad (20)$$

V případě pneumatického pohonu ventilátoru se již neměří elektrický příkon pohonu ventilátoru, nýbrž příkon ve stlačeném vzduchu od kompresoru. Ten se vyjádří pomocí vztahu:

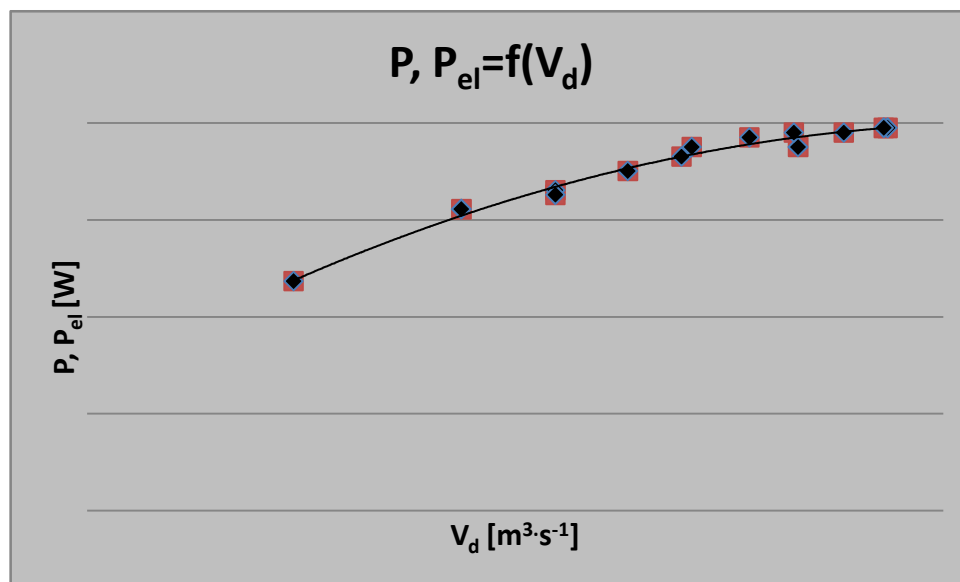
$$P = \dot{V}_{dk} \cdot \Delta p_{c,v} \text{ [W]} \quad (21)$$

kde

$\dot{V}_{dk} \text{ [m}^3 \cdot \text{h}^{-1}\text{]}$  je výkonnost šroubového kompresoru

$\Delta p_{c,v} \text{ [Pa]}$  je celková tlaková ztráta ventilátoru.

Tato charakteristika má v ideálním případě lineární průběh, ovšem přímka je posunuta mimo počátek souřadného systému neboť i při chodu naprázdno dochází ke ztrátám vlivem třetí vzduchu o kola ventilátoru nebo o ztráty energie vlivem vírů okolo lopatek ventilátoru. Příklad příkonové charakteristiky je na Obr. 4.8.



Obr. 4.8 Příkonová charakteristika ventilátoru.

## 4.5 Účinnostní charakteristika

Účinnostní charakteristika slouží k posouzení celkové účinnosti ventilátoru. Jedná se o závislost účinnosti na ventilátoru na průtočném množství.

Účinnost vypočítáme ze vztahu:

$$\eta = \frac{\rho \cdot \dot{V}_d \cdot Y}{P_{el}} [-] \quad (22)$$

kde

$\rho [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota vzduchu

$\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$  výkonnost ventilátoru

$Y [J \cdot kg^{-1}]$  měrná energie ventilátoru

$P_{el} [W]$  elektrický příkon.

Měrnou energii ventilátoru charakterizuje následující vzorec. Vzhledem ke skutečnosti, že sací i výtlačné potrubí bude uloženo ve vodorovné poloze, bude rozdíl úrovní při měření tlaků nulový:

$$Y = \frac{\Delta p_{c,v}}{\rho} + g \cdot x \text{ [J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (23)$$

kde

$\Delta p_{c,v}$  [Pa] je celkový diferenční tlak ventilátoru

$\rho$  [kg · m<sup>-3</sup>] je hustota vzduchu

$g$  [m · s<sup>-2</sup>] gravitační zrychlení

$x$  [m] rozdíl výškových úrovní při měření tlaků.

U pneumatického pohonu se účinnost vyjádří ze vztahu:

$$\eta = \frac{\rho \cdot \dot{V}_d \cdot Y}{P} [-] \quad (24)$$

kde

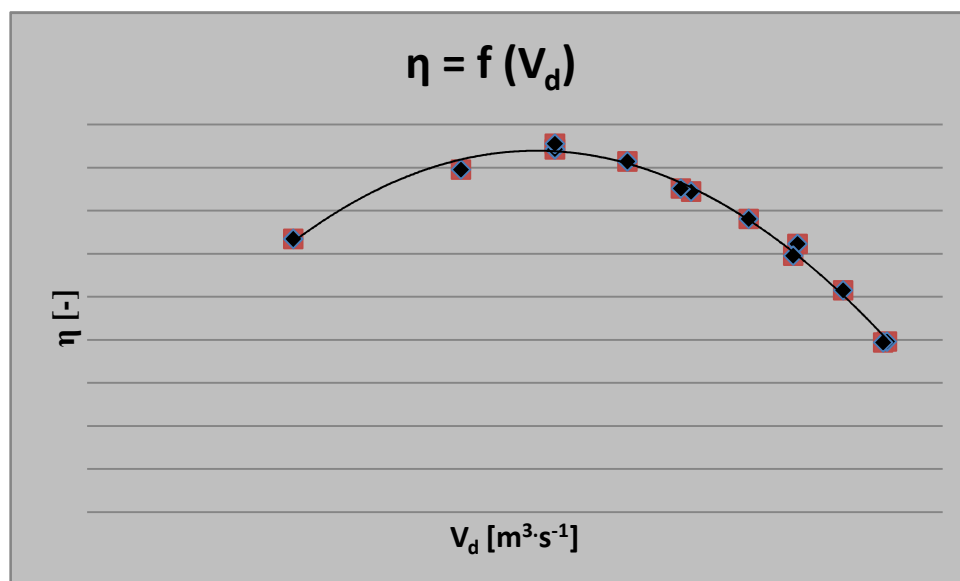
$\rho$  [kg · m<sup>-3</sup>] je hustota vzduchu

$\dot{V}_d$  [m<sup>3</sup> · s<sup>-1</sup>] výkonnost ventilátoru

$Y$  [J · kg<sup>-1</sup>] měrná energie ventilátoru

$P$  [W] příkon ve stlačeném vzduchu od kompresoru.

Tato charakteristika svým průběhem připomíná parabolu, viz. Obr. 4.9.



Obr. 4.9 Účinnostní charakteristika ventilátoru.

## 4.6 Charakteristika měrné spotřeby energie

Charakteristika měrné spotřeby energie lze vyjádřit buď v závislosti na protékajícím množství vzduchu, či na celkové tlakové ztrátě ventilátoru.

Výpočet probíhá dle vztahu:

$$C = \frac{P_{el}}{\dot{V}_d} [W \cdot s \cdot m^{-3}] \quad (25)$$

kde

$\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$  je výkonnost ventilátoru

$P_{el} [W]$  elektrický příkon.

Charakteristika měrné spotřeby energie u pneumatického pohonu ventilátoru je závislá nikoliv na elektrickém příkonu, ale na příkonu ve stlačeném vzduchu od kompresoru. Výpočet je následující:

$$C = \frac{P}{\dot{V}_d} [W \cdot s \cdot m^{-3}] \quad (26)$$

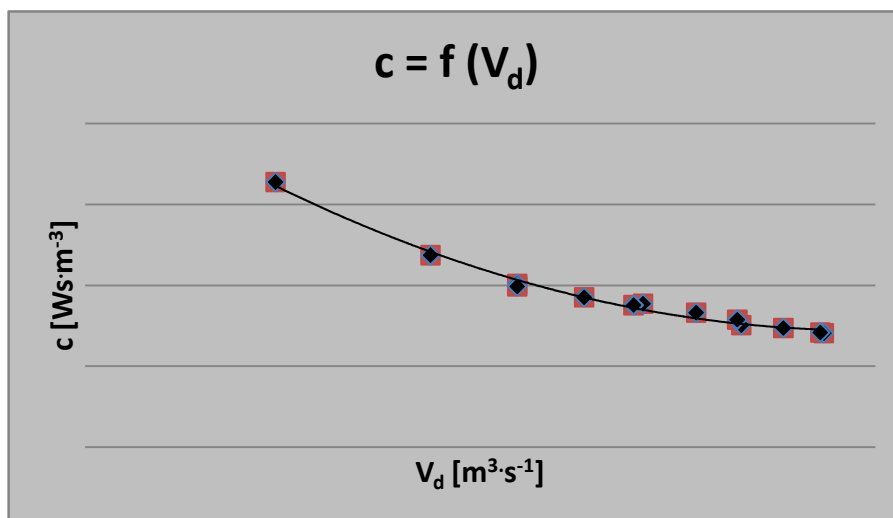


kde

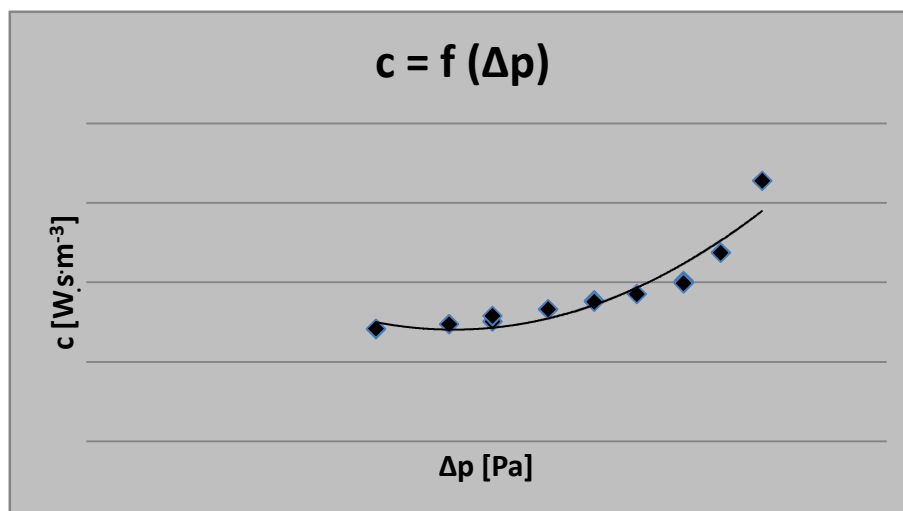
$\dot{V}_d [m^3 \cdot s^{-1}]$  je výkonnost ventilátoru

$P [W]$  příkon ve stlačeném vzduchu od kompresoru.

Průběh charakteristik měrné spotřeby energie naznačují Obr. 4.10 a Obr. 4.11.



Obr. 4.10 Charakteristika měrné spotřeby energie ventilátoru.



Obr. 4.11 Charakteristika měrné spotřeby energie ventilátoru.

## 5 Vzorové zadání měřicí úlohy

Vzhledem k budoucímu využití ventilátorové měřicí trati k výukovým účelům je zde uvedeno možné znění vzorového zadání měřicí úlohy. Tato úloha může najít své uplatnění ve cvičení z předmětu se zaměřením na kompresory, čerpadla, ventilátory. Pro studenty bude jistě zajímavé v praxi si vyzkoušet práci s měřicí technikou. Výstupem měřicí úlohy by měla být závěrečná zpráva. Ideální bude provádět měření ve skupinkách, kdy každý ze studentů bude přidělen k určitému měřicímu zařízení a zde bude odečítat a zapisovat hodnoty do připravené tabulky.

### Zadání:

Na základě praktického měření stanovte energetické charakteristiky důlního lutnového ventilátoru s a) elektrickým, b) pneumatickým pohonem. Jedná se o:

- tlakovou charakteristiku  $\sigma = f(\dot{V}_d)$
- příkonovou charakteristiku  $P = f(\dot{V}_d)$
- účinnostní charakteristiku  $\eta_{it} = f(\dot{V}_d)$
- charakteristiku měrné spotřeby energie  $c = f(\dot{V}_d)$

Proveďte měření pro regulace škrcením v sání, škrcením na výtlaku i pro změnu otáček ventilátoru.

Ke stanovení výkonnosti šroubového kompresoru využijte clonovou měřicí trať.

### Zadané hodnoty:

konstanta wattmetru  $1mA = 2468,25W$

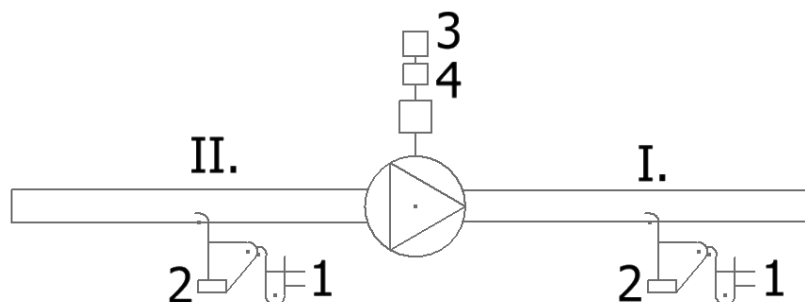
clonová měřicí trať: vnitřní průměr potrubí:  $D = 50mm$

průměr otvoru ve cloně:  $d = 12mm$

součinitel rozevření clony  $\alpha = 0,67$

### Varianta A – elektrický pohon

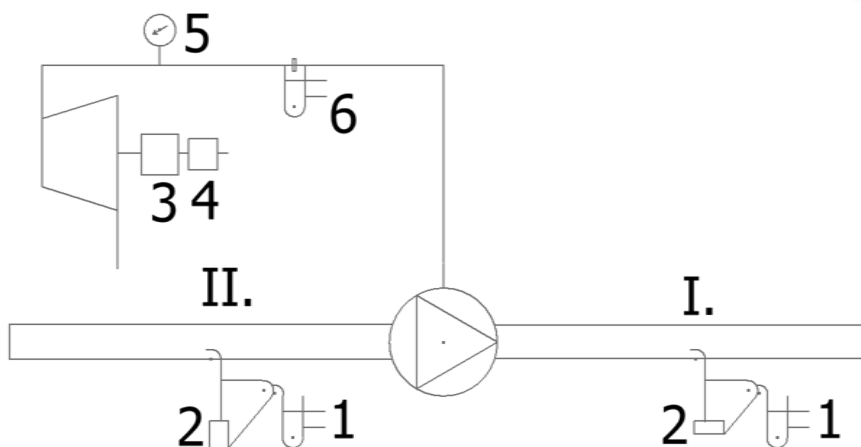
Schéma zapojení:



- v bodech 1 se měří statický podtlak pomocí mikromanometru
- v bodech 2 se měří dynamický tlak pomocí U trubice
- v bodě 3 se měří množství proudu wattmetrem
- v bodě 4 se provádí regulace otáček ventilátoru pomocí frekvenčního měniče

### Varianta B – pneumatický pohon

Schéma zapojení:



- v bodech 1 se měří statický podtlak pomocí mikromanometru
- v bodech 2 se měří dynamický tlak pomocí U trubice
- v bodě 3 se provádí regulace otáček kompresoru pomocí frekvenčního měniče
- v bodě 4 se měří množství proudu wattmetrem
- v bodě 5 se měří přetlak v potrubí
- v bodě 6 se měří diferenční tlak na clone

## **Závěr**

Úkolem této práce bylo navrhnout měřicí trať s důlním luntovým ventilátorem, který je upraven na pohon elektrický i pneumatický.

V několika úvodních kapitolách byly postupně popsány jednotlivé komponenty měřicí tratě, následoval popis měřících zařízení a poté samotný konstrukční návrh. V tom se k ventilátoru s kombinovaným pohonem na elektřinu a stlačený vzduch instalovalo sací a výtlačné potrubí a škrtící klapky na obou koncích potrubí pro následnou regulaci. V potrubí jsou rovněž vytvořeny otvory pro vstup měřících zařízení. Výkresová dokumentace je součástí této práce. V předposlední kapitole jsou naznačeny průběhy energetických charakteristik v závislosti na výkonnosti ventilátoru. Závěrem je uvedeno možné znění zadání měřicí úlohy pro studenty.

Trať může sloužit jak pro výukové účely, tj. pro potřeby cvičení studentů ve výuce katedry energetiky na VŠB-TUO, tak i pro výzkumné účely, např. pro potřeby praxe kde optimalizací a zvýšením efektivity využívání energie pro pohon ventilátoru dojde ke snížení nákladů průmyslových podniků.

## Literatura a zdroje

- [1] KAMINSKÝ, Jaroslav. *Objemové kompresory*. Ostrava: VŠB, 2002. 59 s. ISBN 80-248-0180-9
- [2] LIŠKA, A. – NOVÁK, P. *Kompresory*. Praha: ČVUT Praha, 1994. 227 s. ISBN 80-01-01145-3
- [3] NOVÝ, Richard. *Ventilátory*. Praha: ČVUT Praha, 1993. 101 s. ISBN 80-01-00987-4
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Brno: CERM, 2004. 308 s. ISBN 80-7204-346-3
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Brno: CERM, 2003. 177 s. ISBN 80-7204-297-1
- [6] SHWARZER, Jan. *Experimentální cvičení, charakteristika ventilátoru*. [PDF soubor]. Praha, 2011
- [7] KAMINSKÝ, J. – KOLARČÍK, K. *Kompresory*. [PDF soubor]. Ostrava: VŠB-TUO, 2011
- [8] SMOLEK, J. *Kontrola parametrů ventilátoru*. [PDF soubor]. Brno: SPŠ a VOŠT Brno, 2013
- [9] KOLARČÍK, K. – VRTEK, M. – NESHODA, J. *Metodika měření a vyhodnocování energetických charakteristik pístových kompresorů*. [PDF soubor]. Ostrava: VŠB-TUO, 2012
- [10] KAMINSKÝ, J – KOLARČÍK, K. – VRTEK, M. *Provoz šroubových kompresorů*. [PDF soubor]. Ostrava: VŠB-TUO, 2002
- [11] RÁČEK, L. *Důlní větrání*. [PDF soubor]. Karviná: SŠTaS Karviná
- [12] *Měření průtoku vzduchu*. [PDF soubor]. Praha: ČVUT Praha, 2011.
- [13] *Teorie, vztahy a vzorce*. [PDF soubor] Elektrodesign ventilátory s.r.o.
- [14] Květákov.net. *Měření veličin v mechanice tuhých a poddajných látek*. [PDF soubor]
- [15] *Zákony pro lidi.cz. Vyhláška českého báňského úřadu o separátním větrání při hornické činnosti v plynujících dolech*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: <http://www.zakonyprolidi.cz/cs/2002-165>
- [16] TU Liberec. *Kompresory*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: [http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi\\_mat/kompresory.pdf](http://www.kod.tul.cz/predmety/AOV/dalsi_mat/kompresory.pdf)
- [17] JSP Měření a regulace. *Clonové měřicí tratě*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: [http://www.jsp.cz/cz/sortiment/rozsireny\\_sortiment/jsp/prutok/clonove-merici-trate-cmt.html](http://www.jsp.cz/cz/sortiment/rozsireny_sortiment/jsp/prutok/clonove-merici-trate-cmt.html)

- [18] Pavel Lasák, osobní stránky. *Frekvenční měnič*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: <http://pavel.lasakovi.com/projekty/elektrotechnika/frekvencni-menice/>
- [19] Vips gas. *Elektronický U manometr*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: <http://www.vipsgas.cz/testo-merici-technika/mereni-tlaku/95-testo-510>
- [20] Wikipedia, otevřená encyklopedie *Měnič kmitočtu*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: [http://cs.wikipedia.org/wiki/Měnič\\_kmitočtu](http://cs.wikipedia.org/wiki/Měnič_kmitočtu)
- [21] Envi web. *Důležitost volby měřicího místa a vzorkovacího profilu*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: <http://www.enviweb.cz/clanek/ekologove/89072/dulezitest-volby-vhodneho-mericiho-mista-a-vzorkovaciho-profilu>
- [22] Orlíková, Ústav automatizace, měření a kybernetiky VUT Brno. *Měření průtoků tekutin – principy průtokoměrů*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: <http://www.elektrorevue.cz/clanky/01049/index.html>
- [23] Mizici.com. *Fyzikální jednotky SI*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: <http://www.mizici.com/article.php?aid=169>
- [24] Wikipedia, otevřená encyklopedie. *Teploměr*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Teploměr#mediaviewer/Soubor:Teplomer.jpg>
- [25] ČEA. *Stlačený vzduch – snižování energetické náročnosti*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: <http://www.mpo-efekt.cz/dokument/2179.pdf>
- [26] Kustuho.iglu.cz. *Větrání dolů*. [online]. [cit. 15.4.2014]. Dostupné online z: [http://www.kustuho.iglu.cz/dolovani/kniha\\_koran/Odvodnovani.htm](http://www.kustuho.iglu.cz/dolovani/kniha_koran/Odvodnovani.htm)

## Seznam příloh

- [1] Konstrukční výkres měřicí tratě